



UNIVERZITET U NIŠU  
FAKULTET ZAŠTITE NA RADU U NIŠU



**Boban T. Cvetanović**

**OPTIMIZIRANJE OSCILATORNE UDOBNOSTI  
SEDIŠTA TRAKTORA U FUNKCIJI REDUKCIJE  
VIBRACIJA**

Doktorska disertacija

Niš, 2015.

---



UNIVERSITY OF NIŠ  
FACULTY OF OCCUPATIONAL SAFETY IN NIŠ



**Boban T. Cvetanović**

**TRACTOR SEAT OSCILATORY COMFORT  
OPTIMIZATION FROM THE ASPECT OF  
VIBRATION REDUCTION**

Doctoral dissertation

Niš, 2015.

---



## OPTIMIZIRANJE OSCILATORNE UDOBNOSTI SEDIŠTA TRAKTORA U FUNKCIJI REDUKCIJE VIBRACIJA

### REZIME

Traktori su, kao jedno od najčešćih sredstava poljoprivredne mehanizacije, značajno uticali na povećanje proizvodnosti i efikasnosti poljoprivrednih radova i direktno olakšanje, a negde i potpuno eliminisanje fizičkog rada poljoprivrednih radnika.

Sa druge strane, tokom svojih svakodnevnih radnih aktivnosti, vozači traktora, izloženi su mnogobrojnim nepovoljnim uticajima koji imaju kompleksno štetno dejstvo na zdravlje čoveka i efikasno obavljanje radnih zadataka. Pored buke, atmosferskih padavina, velike vlažnosti, visokih ili niskih temperatura, prašine i različitih hemijskih zagađenja, kao jedna od značajnih štetnosti pojavljuju se i vibracije.

Vibracije nastaju kao posledica rada motora samog traktora, a u interakciji sa neravninama terena. Celo vozilo je, u radnim uslovima, izloženo složenim oscilatornim procesima koji se od motora, preko transmisije i šasije, prenose do kabine i dalje preko poda, sedišta i radnih komandi do tela vozača.

Mnogobrojne studije prepoznale su poljoprivredne traktore kao rizično sredstvo u pogledu štetnog dejstva vibracija na zdravlje vozača. Istraživanja, u realnim okolnostima, pokazuju da kraća, ali konstantna, izloženost visokim vrednostima vibracijama, može izazvati bol u stomaku i grudima, nedostatak daha, mučninu, i vrtoglavicu. Sa druge strane, dugotrajna i konstantna izloženost može dovesti do poremećaja psihomotornog, fiziološkog i psihološkog sistema radnika. Većina vozača, uglavnom, nije svesna štetnog dejstva vibracija, pre svega zbog istovremenog dejstva vibracija sa drugim profesionalnim opasnostima i štetnostima.

Štetno dejstvo vibracija naročito je izraženo kod starijih traktora kod kojih ne postoji efikasan sistem amortizovanja vibracija i udaraca jer su pravljani bez kvalitetnih sistema elastičnog oslanjanja kakvi se, inače, ugrađuju u savremene modele traktora, poznatih proizvođača. Najveći broj traktora, koji su u upotrebi u Republici Srbiji, su stariji od petnaest godina i većina je proizvedena u fabrici IMT (Industrija mašina i traktora – Beograd). Pored



modela IMT traktora, u Srbiji se dosta koriste i traktori Ursus, Zetor i Belarus. Većina modela ovih proizvođača je upravo bez sistema elastičnog oslanjanja.

Zbog toga je neophodno, kod ovih traktora, razviti zaštitne mehanizme kako bi se vozači zaštitili od štetnog uticaja vibracija i udara. Ugradnja kvalitetnog sistema elastičnog oslanjanja, na kabini ili na osovina, kod starih modela traktora, je tehničko rešenje sa neizvesnim uspehom i nije prisutno u praksi. Sa finansijske strane to rešenje je neprihvatljivo jer bi vrednost izvedene opreme višestruko premašila cenu polovnog traktora.

U takvim uslovima, bolje je, sa ekonomskog i tehničkog aspekta, prići usavršavanju sedišta, čime se postiže poboljšanje komfora vozača i smanjenje uticaja vibracija na njegovo telo. Sedišta svih starijih modela traktora su prosta mehanička. Kod nekih modela traktora, ona su obložena jastucima od sunđera, dok su stariji modeli imali potpuno metalno sedište bez postavljenih jastuka. Razmišljanja o zameni takvih sedišta, novim modernim sedištima poznatih proizvođača sedišta nemože se smatrati optimalnim rešenjem jer podrazumeva veliko ekonomsko ulaganje vlasnika traktora. Pojedine studije ukazale su da neka jednostavnija rešenja u dizajnu sedišta mogu da budu efikasnija u redukciji nivoa izloženosti vozača vibracijama, od mnogo kompleksnijih rešenja. Jednostavne modifikacije koje mogu biti napravljene na traktorskom sedištu su privlačne za mnoge poljoprivrednike zbog niske cene.

Ova doktorska disertacija istražuje mogućnost optimiziranja oscilatorne udobnosti sedišta traktora sa aspekta redukcije nivoa izloženosti vibracijama, dodavanjem vibroizolacionih elemenata - jastuka, na sedište traktora. Ispitivana je sposobnost različitih fluida i materijala da izoluju nastale vibracije i spreče njihovo širenje do vozača. Disertacija se temelji na eksperimentalnim merenjima, uz sagledavanje iskustava u sličnim problemima merenja vibracija. Osim eksperimenta, niz korisnih saznanja dobijen je iz raspoložive literature.

Optimalno rešenje dobijeno je korišćenjem višekriterijumske analize i fazi logike, pri čemu su kriterijumi za izbor najbolje alternative, rangirani po važnosti.

**Ključne reči:** vibracije, poljoprivredni traktor, ljudsko telo, dnevni nivo izloženosti.



---

## **TRACTOR SEAT OSCILATORY COMFORT OPTIMIZATION FROM THE ASPECT OF VIBRATION REDUCTION**

### **SUMMARY**

As a means of farming operations, agricultural tractors have significantly contributed to production increase and operation efficiency, and facilitated and somewhat eliminated hard work completely.

On the other hand, during everyday activities tractor drivers are exposed to many negative influences that have complex detrimental impact on operators' health and operational efficiency. Besides noise, precipitations, high humidity, high or low temperature, dust and chemical pollution, vibrations appear as one of important harmful factors.

Vibrations occur as an effect of an interaction of tractor engine work and rough soil. In working conditions, the whole vehicle is exposed to complex oscillatory motions that are transferred from the engine, through transmission and chassis to the cab and further through the floor, seat and controls to a driver's body.

From the aspect of harmful effect of vibrations, many studies have indicated tractors as hazardous machines. Researches in real-life conditions have shown that short, but constant, exposure to vibrations can result in chest and abdomen pain, shortness of breath, nausea and vertigo. On the other hand, long-term and constant exposure can lead to physiological, psychological and psychomotor disorders. Most drivers are not aware of harmful effects of vibrations, primarily because of simultaneous impact of vibrations and other occupational risks and detriments.

Vibration harmful effects are obvious in older models of tractors especially, which don't have adequate vibration and shock absorption system. That's because they were made without good suspension systems which are standard part of all modern models of renowned manufacturers. Most of the tractors that are used in Serbia are more than 15 years old and most of them used to be manufactured by IMT (Industrija mašina i traktora – Beograd). Besides IMT models, Ursus, Zetor and Belarus models are often used. Most of the models of these manufacturers don't have suspension systems.



That's why it is necessary to develop protection systems for these tractors so that drivers could be protected from vibration and shock harmful effects. Post-production installation of quality suspension system in the cab or on the axes in older models is an unlikely solution and is not common. From the financial aspect, that solution is not feasible, because the cost of installation of a new suspension would be much higher than the price of a used tractor.

Therefore, from the financial and technical aspects, in these circumstances it is better to improve current seats which will lead to better comfort of the driver and reduced impact of vibration. All old models have simple mechanical seats. In some models seats have sponge pads, whereas older models have bare metal seats without any pads. Replacement of older seats with modern ones that are common in famous manufacturers cannot be optimal solution because it would mean a huge investment cost for every owner.

Some studies have shown that some simple changes in seat design can reduce vibration levels more efficiently than much more complex solutions. Simple changes that can be made on tractor seats are interesting for many farmers because of little cost.

This doctoral dissertation evaluates possibilities of tractor seat oscillatory comfort optimization by installing vibro-insulators (cushions) on tractor seats, from the aspect of vibration exposure reduction. Various materials' capacities to reduce vibrations and prevent them from spreading to the driver seat were tested. This dissertation is based on experimental measurements and it considers other experiences in similar vibration level measurements. Besides the experiments, significant knowledge was acquired from available literature.

The optimal solutions obtained by using multi-criteria analysis and fuzzy logic, where the criteria for selection of the best alternative, ranked in order of importance.

**Key words:** vibration, agriculture tractor, human body, daily level of exposure



### **ZAHVALNICA**

*U izvođenju doktorske disertacije, izuzetnu pomoć mi je pružio mentor prof. dr Dragan Cvetković, te mu se ovim putem iskreno zahvaljujem na pomoći i savetima.*

*Zahvaljujem se i svojoj porodici, koja je imala puno strpljenja i razumevanja tokom izrade moje doktorske disertacije.*

*U Nišu, oktobar 2015.*

*Autor*



## SADRŽAJ

<b>1. UVOD .....</b>	<b>1</b>
1.1. Problem istraživanja .....	3
1.2. Predmet istraživanja .....	6
1.3. Ciljevi, hipoteze i metode istraživanja .....	8
1.4. Struktura rada .....	9
<b>2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA O DEJSTVU VIBRACIJA NA VOZAČE TRAKTORA .....</b>	<b>11</b>
2.1. Pregled dosadašnjih istraživanja u svetu .....	16
2.2. Pregled dosadašnjih istraživanja u Srbiji .....	17
<b>3. TEORIJSKI PRISTUP ANALIZI SISTEMA .....</b>	<b>20</b>
3.1. Amplituda vibracije .....	22
3.1.1. Amplituda u vremenskom domenu .....	23
3.1.2. Amplituda u frekventnom domenu .....	25
3.1.3. Merenje amplitude vibracija .....	26
3.2. Vrste signala .....	27
<b>4. VIBRACIJE I LJUDSKO TELO .....</b>	<b>29</b>
4.1. Pregled mogućih negativnih efekata dejstva vibracija na zdravlje vozača traktora .....	35
4.2. Upravljanje rizikom po zdravlje vozača traktora od dejstva vibracija .....	38
4.2.1. Ocena rizika .....	38
4.2.2. Kontrola rizika .....	41
4.3. Merenje i vrednovanje dejstva vibracija na telo čoveka .....	41
4.3.1. Merna oprema .....	42
4.3.2. Vrednovanje nivoa izloženosti .....	44
4.4. Zakonska regulativa vezana za dejstvo vibracija na čoveka u profesionalnim uslovima .....	46
4.4.1. Međunarodna zakonska regulativa .....	46
4.4.2. Zakonska regulativa Republike Srbije .....	47





---

4.4.3. Međunarodni standardi (ISO) i evropski standardi (EN) .....	48
4.4.4. Standardi Republike Srbije .....	51
<b>5. KARAKTERISTIKE VIBRACIJA KOD TRAKTORA .....</b>	<b>52</b>
5.1. Pogonski agregat kao izvor nastanka vibracija .....	53
5.2. Uticajni parametri na veličinu nastalih vibracija .....	54
5.3. Intenzitet vibracija na sedištu traktora i nivoi izloženosti vozača .....	55
<b>6. OSCILATORNI MODEL TRAKTORA .....</b>	<b>59</b>
6.1. Analiza različitih sistema ogibljenja traktora u funkciji obezbeđenja oscilatorne udobnosti .....	62
6.1.1. Kabinski sistem .....	62
6.1.2. Osovinski sistem .....	64
6.2. Analiza pneumatika traktora u funkciji obezbeđenja oscilatorne udobnosti .....	66
6.3. Analiza sedišta traktora u funkciji obezbeđenja oscilatorne udobnosti .....	67
<b>7. OPTIMIZIRANJE OSCILATORNE UDOBNOŠTI SEDIŠTA .....</b>	<b>71</b>
7.1. Alternative i kriterijumi .....	72
7.1.1. Kriterijumi .....	72
7.1.2. Alternative .....	74
7.2. Metode i procedure .....	76
7.2.1. Osnovne karakteristike traktora i vozača .....	77
7.2.2. Merni uređaj i procedura .....	78
7.2.3. Rezultati merenja ubrzanja vibracija i vrednovanje nivoa vibracija .....	80
7.3. Višekriterijumska analiza .....	91
7.3.1. Aditivni metod .....	92
7.3.2. Metod analitičkog hijerarhijskog procesa – AHP metoda .....	97
7.4. Fazilogičko zaključivanje .....	104
7.4.1. Izbor ulaza i izlaza fazi sistema .....	105
7.4.2. Lingvističke promenljive i lingvističke vrednosti .....	106
7.4.3. Funkcije pripadanja .....	106
7.4.4. Baza pravila .....	108
7.4.5. Rezultati .....	109



---

<b>8. ZAKLJUČAK .....</b>	<b>110</b>
<b>LITERATURA .....</b>	<b>113</b>
<b>PRILOZI .....</b>	<b>119</b>
<b>POPIS SLIKA .....</b>	<b>139</b>
<b>POPIS TABELA .....</b>	<b>142</b>
<b>BIOGRAFIJA AUTORA.....</b>	<b>144</b>

## 1. UVOD

Vibracije su pojava sa kojom se čovek svakodnevno susreće pri radu, tokom transporta ili u kući, pri čemu se, najčešće, javljaju kao neželjena posledica nekog korisnog procesa. Sa razvojem tehnike, registruje se stalan porast nivoa vibracija u čovekovoј radnoj i životnoj sredini. Može se reći da je u periodu najbržeg uspona tehnike (zadnjih 50 do 100 godina), ukupan nivo vibracija i buke zabeležio najveći porast. Istraživanja osnovnih faktora „zagađivanja” okoline u razvijenim industrijskim zemljama, pokazuju da buka i vibracije zauzimaju treće mesto, odmah iza zagađenja vazduha i vode<sup>1</sup> (Uzunović, 1997).

Vibracije se, najčešće, definišu kao oscilatorna kretanja mehaničkih sistema oko položaja ravnoteže, pri čemu su pomeranja tačaka sistema značajno manja u odnosu na geometrijske veličine sistema, a period oscilovanja znatno manji od vremena u kome se kretanje posmatra.

Praktično svi mehanički sistemi, čiju strukturu čine pokretni elementi, u normalnim uslovima eksploatacije, generišu dinamičke sile koje su posledica postojećih tolerancija, zazora, kotrljajućih i kliznih kontakata između elemenata mašina, debalansa kod mašina sa rotirajućim kretanjem, kao i procesa koji se odvijaju u sklopovima i mehanizmima mašina usled sudara elemenata mašina. Kao rezultat dejstva dinamičkih sila, javljaju se vibracije.

Osnovni uzroci pojave vibracija mogu se svrstati u nekoliko grupa:

- konstrukcioni parametri (dizajn-oblik, materijal, kinematika, dinamika itd.),
- tehnologija proizvodnje (tolerancije, kvalitet površina, uravnoteženje, prigušenja itd.),
- radni proces (režimi, alati, materijali itd.) i
- tehnologija održavanja (oštećenja, zazori, debalans, podmazivanje itd.).

Često se dešava da vrlo male i u početku beznačajne vibracije pobude rezonanciju nekih drugih delova strukture, što može dovesti do njihovog povećanja do te mere da postanu glavni i vrlo ozbiljan izvor naraslih vibracija.

Nastale vibracije mogu dejstvovati na dva načina:

- dejstvo na tehnološku opremu,
- medicinska dejstva (biološka dejstva na čoveka i žive organizme).

---

<sup>1</sup>Preko 40% odraslog stanovništva razvijenih zemalja, oseća tegobe prouzrokovane dejstvom buke i vibracija.

Vibracije izazivaju zamor i habanje tehnološke opreme i često su odgovorne za otkaz koji se može desiti nekoj mašini.<sup>2</sup> Dejstva vibracija na opremu izučavaju se u različitim oblastima tehnike kao što su mehanika, mašinski elementi, elektronika, tehnička dijagnostika, pouzdanost, projektovanje mašina i tehnoloških procesa itd. Ovakva dejstva zahtevaju ozbiljna istraživanja sa ciljem iznalaženja najoptimalnijih rešenja u razvoju mašina zbog zaštite samih mašina i ljudi od nepovoljnog dejstva vibracija.

Sa druge strane, ljudi su konstantno, tokom svojih svakodnevnih aktivnosti u radnoj i životnoj sredini, izloženi dejstvu vibracija. Vibracije koje deluju na ljudski organizam (*eng. human vibration*), slično zvuku, mogu biti prijatne ili neprijatne za onoga ko ih prima. U literaturi se vibracije, koje su neprijatne po primaoca i koje imaju štetno dejstvo po njegovo zdravlje, često nazivaju i loše vibracije<sup>3</sup>.

Dejstva vibracija na ljudsko telo su brojna, ali do danas nisu potpuno i kompleksno proučena. Veza između delovanja mehaničkih vibracija, nastalih pri radu mašina, uređaja i alata i nekih profesionalnih oboljenja i bolesti radnika, uočena je još šesdesetih godina prošlog veka. Ipak, aktivnije izučavanje negativnih efekata po zdravlje radnika, usled dejstva vibracija, postalo je izraženo tek poslednjih 20 do 30 godina.

Zbog udruženosti vibracija sa drugim opasnostima i štetnostima pri radu, ne može se, uvek i potpuno jasno, uspostaviti uzročno-posledična veza između dejstva vibracija i oštećenja zdravlja vozača. Ipak, brojne studije i istraživanja pokazuju da čak i kratkotrajna, konstantna izloženost visokim nivoima vibracija donosi zdravstvene probleme, kao što su mučnina i vrtoglavica, dok dugotrajna i konstantna izloženost vibracijama, po pravilu, dovodi do poremećaja čitavih fizioloških sistema (kao npr. skeletnog, mišićnog, endokrinog, nervnog ili vaskularnog). Ozbiljnost ovih poremećaja zavisi od mnogobrojnih faktora, pri čemu su najznačajniji fizičke karakteristike vibracija (frekvencija, intenzitet ubrzanja, pravac i smer oscilovanja), kao i dužine izloženosti, mada ne treba zaboraviti i individualne karakteristike organizma (Cvetković i Prašćević, 2008).

Vibracije koje nepovoljno utiču na organizam čoveka, najčešće se javljaju pri terenskim radovima koji uključuju korišćenje snažnih mašina i vozila, kao i teških alata. Tako su kritične delatnosti, u pogledu izloženosti radnika dejstvu ovih vibracija, građevinarstvo,

---

<sup>2</sup>Ponekad vibracije mogu biti i korisne. Postoji dosta mašina i uređaja koji svoju osnovnu funkciju zasnivaju upravo na vibracijama, kao na primer vibrosita i vibrorešetke, vibrovaljci i vibroploče, betonski kompaktori, ultrazvučne kade za čišćenje, razbijači kamena, maljevi, nabijači, itd.

<sup>3</sup>U terapeutske svrhe i za potrebe odgovarajućih treninga, u kontrolisanim uslovima, mogu se stvoriti i dobre ili terapeutske vibracije (*eng. therapeutic vibration*), sa ciljem postizanja određenih koristi po zdravlje primaoca. Principijelna razlika između terapeutske i neželjene vibracije je u tome što se poželjna vibracija primenjuje u kratkom periodu (nekoliko minuta), sa malim intenzitetom i bez velikih skokova.

poljoprivreda, rudarstvo, šumarstvo, transport i industrija, a kritična zanimanja vozači i operateri teške poljoprivredne i građevinske mehanizacije (skrejperi, grejderi, bageri, buldožeri, damperi, kompaktori, finišeri, viljuškari i dr.), vozači helikoptera, lokomotiva i kamiona, kao i rukovaoci teškim alatima (pneumatski čekići, vibronabijači, lančane testere i dr.).

Jedno od kritičnih zanimanja, u pogledu štetnog dejstva vibracija, je i vozač poljoprivrednog traktora. Većina ovih vozača je, tokom rada, izložena visokim vrednostima vibracija, pri čemu se tim dejstvima posvećuje malo pažnje, kako u tehničkoj, tako i u medicinskoj literaturi.

## **1.1. PROBLEM ISTRAŽIVANJA**

Većina poljoprivrednih operacija, naročito na velikim parcelama, ne može se zamisliti bez raznovrsne i kvalitetne mehanizacije, pri čemu se kao jedno od najvažnijih i najčešćih sredstava poljoprivredne mehanizacije pojavljuje traktor. Prema definiciji Direktive 78/764/EEC iz 1978.godine, „traktor za poljoprivredu i šumarstvo” znači svako motorno vozilo opremljeno točkovima ili gusenicama, koje ima najmanje dve osovine i čija je glavna funkcija vučna snaga, a koje je posebno konstruisano da vuče, gura, nosi ili pokreće određena oruđa, uređaje ili prikolice, za upotrebu u poljoprivredi i šumarstvu (Council Directive 78/764/EEC, 1978). Ono može biti opremljeno za prevoz tereta i putnika.

Nezvanični podaci ukazuju da je još na početku 21.veka, u svetu, u funkciji bilo blizu 30 miliona traktora. Svetski lideri, po broju traktora su Sjedinjene Američke Države, sa blizu 5 miliona traktora. U Republici Srbiji, prema Popisu poljoprivrede iz 2012.godine, ima 410.894 dvoosovinskih traktora, čime se Srbija svrstala među prvih petnaest zemalja u svetu, po broju traktora (Republički zavod za statistiku, 2012).

Svojim učešćem u poljoprivrednim radovima, traktori su uticali na ogromno povećanje efikasnosti tih radova i direktno olakšanje, a negde i potpuno eliminisanje fizičkog rada poljoprivrednih radnika. Ipak, analizom dnevnih aktivnosti vozača traktora, uočava se čak 19 potencijalnih opasnosti i štetnosti koje prate vozače traktora (Mačvanin i os., 2012). Neke od potencijalnih opasnosti i štetnosti nose veći nivo rizika. U tom smislu se izdvajaju: opasnosti zbog rotirajućih i pokretnih delova traktorske mehanizacije, opasnost od saobraćajne nesreće, opasnost od vožnje po opasnom, neravnom terenu, a prisutne su i hemijske štetnosti (pesticidi, izduvni gasovi) i fizičke štetnosti (buka, vibracije).

Kao jedan od značajnijih faktora rizika po zdravlje vozača, ističu se vibracije. Naime, pri kretanju traktora u radnim uslovima, čitava konstrukcija vozila izložena je složenim oscilatornim procesima koji nastaju u samom motoru u procesu rada, pri pomeranju ili rotaciji delova samog vozila, kao i obrtanju točkova - pneumatika, a sve u interakciji sa mikro i makro neravninama tla. U pitanju su vibracije koje imaju štetno dejstvo, kako na samo vozilo i njegov vek trajanja, tako i na zdravlje čoveka - vozača traktora.

Većina vozača, uglavnom, nije svesna štetnog dejstva vibracija, pre svega zbog istovremenog dejstva niza negativnih faktora kao što su fizičko naprezanje, atmosferske padavine, nepovoljna vlažnost i temperatura, različita zagađenja ili buka.

Pojedine studije ukazuju da je oko 10% svih vozača traktora u svetu, tokom osmočasovnog radnog vremena, izloženo izuzetno visokim nivoima vibracija, dok u slučaju dužeg radnog dana taj procenat raste na 27% (Scarlett i os., 2007).

Uporednom analizom parametara traktora različitih proizvođača, dolazi se do zaključka da traktori pokazuju značajne razlike u pogledu svoje sposobnosti da minimalizuju uticaj oscilacija pojedinih delova konstrukcije vozila na čoveka i obezbede komfor vozača. Novi modeli traktora vodećih svetskih proizvođača traktora, u svrhu obezbeđenja oscilatorne udobnosti, poseduju odgovarajuće sisteme elastičnog oslanjanja<sup>4</sup> i kvalitetna sedišta. Ovi sistemi imaju zadatak da u toku vožnje, pri različitim uslovima korišćenja, obezbede određeni nivo komfora za vozača i svedu negativni uticaj oscilacija pojedinih delova konstrukcije na čoveka, na najmanju meru.

S druge strane, svi traktori starije generacije, kao i novi traktori manje poznatih proizvođača, su bez elastičnog oslanjanja i sa prostim mehaničkim sedištima. Procene govore da je čak 95% vozača ovih traktora, tokom radnog dana od 8 časova, izloženo povišenim nivoima vibracija (Scarlett i os., 2007).

Prosečna starost traktora u Srbiji je između 15 i 20 godina, a čak 95% traktora je starije od 10 godina (Republički zavod za statistiku, 2012). Najveći broj traktora, koji su trenutno u funkciji u Srbiji, proizveden je u pogonima srpskog proizvođača traktora IMT - Industrija mašina i traktora Beograd. Nijedna serija traktora IMT nije imala bilo kakav ozbiljan sistem elastičnog oslanjanja, a jedino su sedišta i pneumatici učestvovali u amortizaciji udaraca, redukciji vibracija i obezbeđenju minimalnog komfora vozača tokom vožnje<sup>5</sup>. Najstariji, a ujedno i najbrojniji modeli IMT traktora su traktori serija 533 i 539. Traktor serije 533 nije

---

<sup>4</sup>Sistemi oslanjanja (osovine i točkovi-pneumatici) u direktnoj su vezi sa elementima ogibljenja (opruge i amortizeri), pa se za sve ove elemente i sisteme koristi zajednički izraz „sistemi elastičnog oslanjanja”.

<sup>5</sup>Ugradnja kvalitetnih sistema elastičnog oslanjanja, sigurno bi uticala na značajno povećanje cene ovih traktora, čime oni, verovatno, ne bi bili konkurentni na tržištu.

više u proizvodnom programu, dok se traktor serije 539 i dalje proizvodi, ali u relativno malom broju komada. Procenjuje se da samo ove dve serije traktora čine preko 60% trenutnog broja IMT traktora u Srbiji (Cvetanović i Zlatković, 2013). Pored IMT traktora, u Srbiji se dosta koriste i traktori Belarus, Ursus i Zetor<sup>6</sup>, sa istim ili sličnim karakteristikama kao traktori IMT, u pogledu udobnosti vozača i amortizacije udara.

Problem neudobne vožnje, slabe amortizacije udaraca i vibracija, kod ovih traktora, javljao se već posle nekoliko časova rada, da bi posle 12 do 16 časova rada u poljoprivrednoj sezoni, vozači izjavljivali da trpe velike bolove, naročito u leđima. S obzirom da su vozači, tokom radne smene obavljali i niz fizičkih radnji, nije se moglo tvrditi da je samo jedan faktor uticao na njihov zamor i bolove, ali je uticaj vibracija bio nesporan.

Analizom radnog mesta vozača traktora, procenjeno je da je to radno mesto sa povećanim rizikom (Mačvanin i os., 2012). Procenjujući rizik po zdravlje od vibracija kao štetnosti, klasifikovan je, povećani rizik, za koji postoji opravdana pretpostavka da može izazvati oboljenja u vezi sa radom i uzrokovati kršenje zakonskih obaveza. Ova procena rizika rađena je na osnovu merodavnih podataka, vezanih za starije modele traktora, kakvih je i najviše u našoj zemlji (<sup>b</sup>Cvetanović i os., 2014, <sup>c</sup>Cvetanović i os., 2014). Najkonkretniji i najtačniji podaci za procenu rizika su merenja odgovarajućih veličina ubrzanja vibracija na sedištu vozača. Nedostatak, pa i problem za ozbiljniju analizu (i realnu procenu rizika) je ukupan broj takvih merenja kod starijih modela traktora<sup>7</sup>. Kada su u pitanju IMT traktori, u literaturi postoje podaci o izvršenih šest merenja, uz nekoliko merenja na Belarus traktorima. Za većinu ovih merenja ne postoji uvid u bitne podatke, kao što su tip sedišta traktora, poljoprivredna operacija, brzina vožnje i sl.<sup>8</sup> Iako je broj merenja statistički mali, vrednovanjem nivoa izloženosti vozača traktora vibracijama u toku jedne smene, dolazi se do zaključka da te vrednosti, prekoračuju zakonski dozvoljene granice i po nekoliko puta.

Ove granice se odnose za rad u profesionalnim uslovima tj. za profesionalne vozače traktora kakvih je u našoj zemlji malo. S obzirom na relativno mali broj raspoloživih kvalitetnih podataka (merenja, ispitivanja) o štetnom dejstvu vibracija na vozače, nije iznenađenje što medicina rada, po pravilu, i ne prepoznaje pojedina oboljenja i oštećenja

---

<sup>6</sup>Traktori vodećih svetskih proizvođača traktora (John Deere, New Holland, Fendt, Claas, Ferguson), u našoj zemlji su prisutni uglavnom u Vojvodini gde, zbog velikih parcela, postoji potreba za ovakvim traktorima velikih snaga i mogućnosti.

<sup>7</sup>Organizacija procesa merenja vibracija na traktorima, u realnim uslovima, nije jednostavna jer podrazumeva usaglašavanje svih neophodnih faktora za obavljanje merenja, a to su merna oprema, traktor, vozač i prostor.

<sup>8</sup>Ovaj broj se odnosi na broj merenja na ovim traktorima u našoj zemlji. Nepoznato je da li je bilo merenja intenziteta vibracija na ovim traktorima van Srbije.

zdravlja kao posledicu dejstva vibracija u profesionalnim uslovima. Situacija je još teža kod samostalnih poljoprivrednih proizvođača, koji su kao vozači traktora izloženi visokim vrednostima vibracija. Prema zvaničnom popisu poljoprivrede iz 2012.godine, preko 98% svih traktora u Srbiji je u privatnom vlasništvu, što za posledicu ima ogroman broj vozača traktora izloženih dejstvu vibracija, o čemu ne postoji precizna evidencija i statistika (Cvetanović i os., 2014).

## **1.2. PREDMET ISTRAŽIVANJA**

Rešavanje problema pojave visokih nivoa izloženosti vozača traktora vibracijama, može se tražiti u primeni organizacionih i tehničkih mera.

Organizacione mere su ekonomski manje zahtevne, ali su im i rezultati skromniji. Iskustvo pokazuje da se ovim merama procentualno može smanjiti 10-15% nivoa izloženosti vozača vibracijama. Kao organizaciona mera, u profesionalnim uslovima, može se preduzeti smanjenje vremena izloženosti radnika vibracijama kroz skraćene smene i češće zamene radnika. Ova mera nema efekta kada se radi samostalnim poljoprivrednim proizvođačima, koji sami upravljaju svojim traktorima i po pravilu nemaju zamenu, niti imaju mogućnost da prekidaju svoje aktivnosti pri radu sa traktorom. Jedna od efikasnijih mera može biti sprovođenje odgovarajućih treninga vožnje traktora, sa ciljem obavljanja poljoprivrednih operacija optimalnom brzinom. Ovde bitnu ulogu može odigrati i informisanje vozača o štetnom dejstvu vibracija.

Tehničke mere zahtevaju veće početno ulaganje, ali su efekti mnogo veći. Najveću efikasnost u pogledu amortizacije udara i redukcije nastalih vibracija kod traktora imaju kvalitetni sistemi elastičnog oslanjanja. Ovi sistemi predstavljaju rešenje na izvoru problema i štite od štetnog delovanja vibracija, kako vozača, tako i čitavo vozilo. Dobijene vrednosti nivoa izloženosti vozača vibracijama su, kod traktora sa ovim sistemima, uglavnom, ispod zakonski dozvoljenih granica. Ograničenje ovog rešenja su velika finansijska ulaganja u kupovinu ovakvih traktora. Treba napomenuti da i kod ovih traktora može doći do prekoračenja graničnih vrednosti izloženosti, što dosta zavisi od brzine vožnje, vrste poljoprivredne operacije, veštine vozača i sl.

Stariji modeli traktora, kao i novi modeli manje poznatih proizvođača su, uglavnom, bez sistema elastičnog oslanjanja, te je sa ekonomskog i tehničkog aspekta, bolje prići usavršavanju sekundarnog oslanjanja, odnosno sedištu, čime se postiže poboljšanje komfora i smanjenje uticaja vibracija na telo vozača.



Sedišta u traktorima vodećih svetskih proizvođača, napravljena su na principima ergo-mehanike i, uglavnom, imaju poluaktivne sisteme oslanjanja (Sears, Grammer, KAB). Sa druge strane, sedišta svih starih modela traktora su, uglavnom, prosta mehanička, sa polugama za amortizaciju i oprugom za regulisanje težine vozača. Kod nekih modela traktora, sedišta su obložena na mestu sedenja i naslanjanja jastucima od sunđera, dok su stariji modeli imali potpuno metalno sedište bez postavljenih jastuka. Razmišljanja o zameni takvih sedišta kod starih traktora, novim modernim sedištima poznatih proizvođača sedišta, sa tehničke strane ne predstavlja veliki problem, ali se ne može smatrati optimalnim rešenjem jer podrazumeva veliko ekonomsko ulaganje vlasnika traktora u kvalitetno sedište.

Pojedine studije ukazale su da neka jednostavnija rešenja u dizajnu sedišta mogu da budu efikasnija u redukciji vibracija od mnogo kompleksnijih rešenja (Ozkaya i os., 1996, Nishiyama i os., 1998). Jednostavne modifikacije koje mogu biti napravljene na traktorskom sedištu su privlačne za mnoge poljoprivrednike zbog niske cene. Kod traktora starije generacije, bez sistema elastičnog oslanjanja i sa starim mehaničkim sedištima, ovakve modifikacije su i jedino ekonomski opravdano i isplativo rešenje, posebno za individualne poljoprivredne proizvođače.

Kao rešenje problema neudobne vožnje i smanjenja nivoa izloženosti vozača vibracijama, u ovom radu je izvršena analiza mogućnosti modifikacije jastuka sedišta, upravo kod starijih traktora. Modifikacija podrazumeva zamenu originalnog materijala jastuka sedišta - sunđera, materijalima i fluidima sa većom sposobnošću redukcija vibracija, u realnim uslovima. Na ovaj način bi se, pored prostog vibroizolacionog sistema sedišta sastavljenog od opruga i amortizera, dobio i vibroizolacioni sistem jastuka, poboljšanih karakteristika.

Treba naglasiti da je ova, relativno jednostavna i jeftina, promena na sedištu traktora, bila predmet nekoliko inostranih istraživanja devedesetih godina prošlog veka. Kao fluid za punjenje jastuka korišćen je gel ili su upotrebljavani jastuci ispunjeni vazduhom. U ovim istraživanjima nema konkretnih merenja vrednosti vibracija, već samo subjektivnih ocena vozača koji su ukazivali na poboljšanje udobnosti, ali smanjenu stabilnost pri vožnji sa ovakvim jastucima. Ove studije ostale su nepotpune, s obzirom da su novi modeli traktora, vodećih proizvođača, dobili kvalitetna sedišta, pa je većina istraživača napustila ovaj koncept za povećanje udobnosti vozača i smanjenje vibracija. Pritom nije vođeno računa da je ogroman broj starih traktora ostao sa relativno prostim sedištima koja nisu imala sposobnost da ozbiljnije amortizuju udare i vibracije i obezbede udobnu vožnju.

Nesumnjivo je da je razvoj opreme za merenje intenziteta vibracija, pružio velike mogućnosti za objektivno sagledavanje problema štetnog dejstva vibracija. Između ostalog

kvalitetna oprema omogućava i uporednu analizu karakteristika različitih materijala i fluida u pogledu izolacija vibracija.

Sposobnost jastuka, napravljenih od različitih materijala i fluida, da redukuju izloženost vozača traktora vibracijama, predstavlja predmet istraživanja ove doktorske disertacije. Kvalitet pojedinih jastuka, pored redukcije vibracija, sagledan je i kroz neke druge osobine kao što su npr. cena ili opšta udobnost jastuka.

### **1.3. CILJEVI, HIPOTEZE I METODE ISTRAŽIVANJA**

Činjenica je da su mere za eliminisanje ili smanjenje negativnog uticaja vibracija na zdravlje vozača traktora, u domaćoj literaturi, kao tema gotovo potpuno neobrađene. S obzirom na brojnost poljoprivrednih traktora i rizik koji oni nose u pogledu visokih nivoa izloženosti vozača vibracijama, pri obavljanju različitih poljoprivrednih operacija, nameće se potreba nalaženja optimalnog rešenja ovog problema.

Optimalno rešenje bi trebalo da predstavlja najbolje ili rešenje blisko najboljem, a vodiće minimizaciji negativnih efekata (kao što su npr. naprezanje vozača i štetno dejstvo vibracija) i maksimizaciji pozitivnih efekata (npr. komfora vozača i ekonomske dobiti).

Cilj istraživanja je da se nađe rešenje s kojim će se, sa relativno malim finansijskim ulaganjima na postojećim sedištima, dobiti zadovoljavajući efekti u redukciji štetnog dejstva vibracija na vozača traktora i poboljšanju komfora pri vožnji. Fokus istraživanja je na traktorima starije generacije, kod kojih se ove pojave najviše uočavaju, a pri tome su najbrojniji u našoj zemlji.

Na početku istraživanja postavljene su hipoteze, proistekle nakon analize literature iz ove oblasti, kao i sagledavanja realne situacije, na osnovu odgovarajućih merenja.

Prva hipoteza je vezana za prisustvo vibracija kod starih traktora i traktora bez kvalitetnih sistema, kakvi su i najčešći u našoj zemlji:

**H<sub>1</sub>: Nivoi izloženosti vozača vibracijama znatno su viši kod traktora starije generacije, bez sistema elastičnog oslanjanja, nego kod traktora vodećih svetskih proizvođača, sa kvalitetnim sistemima oslanjanja.**

Hipoteza je postavljena na osnovu analize većeg broja merenja kod različitih modela traktora, više proizvođača. Ona predstavlja uočavanje problema, a njena provera će se vršiti poređenjem rezultata merenja na traktorima starije generacije i merenja kod traktora sličnih radnih karakteristika, vodećih svetskih proizvođača, pri obavljanju istih poljoprivrednih operacija.

Preostale dve hipoteze, odnose se na mogućnost rešavanja uočenog problema:

**H<sub>2</sub>: Pojedini materijali i fluidi imaju veću sposobnost da redukuju nivoe izloženosti vozača traktora vibracijama, u odnosu na originalni materijal sedišta prosečnih traktora u našoj zemlji.**

**H<sub>3</sub>: Upotrebom dodatnih vibroizolacionih elemenata na sedištu traktora, moguće je je poboljšati oscilatornu udobnost sedišta traktora.**

Radi provere ovih hipoteza, izvršiće se veći broj merenja vibracija, sa različitim vibroizolacionim elementima na sedištu nekoliko modela traktora koji su najčešće u upotrebi u našoj zemlji. Merenje i vrednovanje izloženosti vibracijama vršeno je u skladu sa standardom ISO 2631-1:2012.

Iako je težnja da se bitni parametri redovno i kontinuirano prate, to u ovom istraživanju nije bilo moguće u potpunosti izvesti, zbog objektivnih prepreka. Naime, većina karakterističnih poljoprivrednih operacija odvija se u tačno određenom vremenskom periodu, kada je i jedino moguće izvršiti odgovarajuća merenja. Posebna pažnja je posvećena obezbeđenju istih ili sličnih radnih uslova (isti tip traktora, isti tip zemljišta i sl.).

Pored merenja ubrzanja vibracija na sedištu traktora, istraživanje je podrazumevalo i određene metodološko-tehničke postupke klasifikovanja, analize i komparacije dobijenih podataka. Za dobijanje optimalnog rešenja tj. izbora najbolje alternative, korišćena je višekriterijumska analiza.

Kao najznačajniji kriterijum višekriterijumske analize izabrana je oscilatorna udobnost, tj. mogućnost da se nivoi izloženosti vozača vibracijama smanje. Poređenje se može vršiti po različitim aspektima, a u istraživanju je izvršeno po tipovima jastuka (primarno) i po tipu traktora i vrsti poljoprivredne operacije (sekundarno). Radi poređenja izvršena je i analiza sa aspekta većeg značaja nekih drugih kriterijuma, kao što je npr. cena novog rešenja.

Pored korišćenja standardne opreme za merenje, u istraživanju je korišćen i softver *Whole-body vibration calculator*, za vrednovanje nivoa izloženosti vozača vibracijama. U višekriterijumskoj metodi analitičkog hijerarhijskog procesa, kao pomoćni alat upotrebljen je softver *Expert choice 11*, dok je u fazilogičkom zaključivanju korišćen program *Matlab*.

## 1.4. STRUKTURA RADA

U skladu sa postavljenim ciljevima, doktorska disertacija je realizovana u sedam poglavlja, uz zaključak, literaturu, priloge, spisak tabela i slika.

Nakon uvoda, u drugom poglavlju je dat pregled inostranih i domaćih istraživanja o dejstvu vibracija na vozače traktora. U trećem poglavlju su analizirane vibracije sa teorijskog aspekta, dok je u četvrtom poglavlju prikazan uticaj vibracija na ljudsko telo, uz poseban osvrt na moguće zdravstvene efekte delovanja vibracija na čoveka. Kao značajan deo ovog poglavlja dat je i pregled postojeće domaće i inostrane zakonske regulative vezane za dejstvo vibracija na čoveka u profesionalnim uslovima, a izvršena je i procena rizika po zdravlje vozača traktora od dejstva vibracija. U petom poglavlju analizirane su karakteristike vibracija kod traktora, uz analizu glavnog izvora vibracija i najznačajnijih uticajnih faktora na njihovu veličinu. U ovom poglavlju su, uz pomoć merodavnih podataka, dokazana i prva postavljena hipoteza. Šesto poglavlje bavi se analizom osilatornog modela traktora, sa kratkom analizom različitih sistema ogibljenja u funkciji oscilatorne udobnosti. Optimizacijom oscilatorne udobnosti bavi se sedmo poglavlje. Ovde su dati rezultati svih izvršenih merenja ubrzanja vibracija na sedištima sa odgovarajućim jastucima. Radi poređenja sa zakonski dozvoljenim granicama, izvršeno je vrednovanje vibracija i dobijanje dnevnih nivoa izloženosti vozača vibracijama. U ovom poglavlju je izvršena i višekriterijumska analiza alternativa i primenjeno fazilogičko zaključivanje, u cilju izbora optimalnog rešenja, prema postavljenom cilju i zadatku. Na kraju su data zaključna razmatranja, pregled korišćene literature, prilozi, te spisak tabela i slika.

## **2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA O DEJSTVU VIBRACIJA NA VOZAČE TRAKTORA**

Uticaj vibracija na čoveka, predmet je mnogobrojnih studija i istraživanja, pri čemu se prva ovakva istraživanja pojavljuju početkom dvadesetog veka. Sa shvatanjem važnosti da se čovek zaštiti u radnom procesu, poseban akcenat u istraživanjima daje se upravo proučavanju štetnog dejstva vibracija u profesionalnim uslovima. Sfera interesovanja u istraživanjima bila su, po pravilu, zanimanja koja su podrazumevala učešće teške mehanizacije i alata. Među mnogobrojnim studijama, jedan segment čine i istraživanja uticaja vibracija na zdravlje vozača traktora.

### **2.1. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA U SVETU**

Vibracije se, kao pojava kod mobilnih mašina, poljoprivrednih traktora i aviona, prvi put prepoznaju u periodu između 1920. i 1930. godine. Prvo značajno istraživanje o osetljivosti ljudskog tela na vibracije, uradili su nemački istraživači Reiher i Meister, 1931.g. Ovi autori su prihvatili činjenicu da postoje efekti vibracija mašina i vozila na zdravlje ljudi i izvršili prve laboratorijske eksperimente gde su subjekte, koji su stajali ili ležali na platformi, izlagali vibracijama intenziteta od  $50\text{mm/s}^2$  do  $10\text{m/s}^2$  i frekvencijama između 5Hz i 60Hz. Autori su, kao zaključak, naveli da je izlaganje ovakvom delovanju vrlo neprijatno za ljudsko telo i verovatno opasno čak i u kratkom periodu izlaganja. Rizik po zdravlje ogleda se naročito u štetnom dejstvu vibracija na meke delove ljudskog tela kao što su mozak, oči i mišići, kao i na zglobove i kičmu (Stayner, 2001). Značaj rada Reihera i Meistera prepoznat je i u Sjedinjenim Američkim Državama, gde je njihovo istraživanje 1946.g. proučavano od strane vazdušnih snaga SAD jer su uočeni slični efekti dejstva vibracija aviona na putnike i posadu.

Još jedno značajno istraživanje u ovoj oblasti pojavilo se 1934. g. od strane Maurice Olley-a, inženjera General Motors-a. Istraživanje se odnosilo na projektovanje i razvoj različitih sistema ogibljenja vozila (uključujući i testiranje guma), radi unapređenja same udobnosti vozila, bez prevelikog interesovanja za osetljivost ljudskog organizma na dejstvo vibracija (Stayner, 2001).

Do 1945.god. vibracije su prepoznate kao potencijalni problem, a interesovanje je uglavnom bilo vezano za eksperimentalna proučavanja vibracija u laboratorijama.

U periodu između 1945. i 1965.g., pojavio se veliki broj studija vezanih za efekte dejstva vibracija na ljudski organizam, a pojavljuje se i jedan broj istraživanja koji se bavio

mogućnostima redukcije vibracija. Neke procene govore da je u ovom periodu urađena čak 31 studija iz ove problematike, pri čemu je blizu polovina studija bila vezana za uticaj vibracija na vozače traktora (Griffin, 1990). Sva ova istraživanja su vršena kako u laboratorijskim, tako u realnim uslovima na terenu. Kvalitet istraživanja bio je, u velikoj meri, ograničen kvalitetom opreme za ispitivanja i merenja. Medicinska ispitivanja u ovom periodu, ukazala su na mogućnost da su se neka zanimanja, koja su u vezi sa teškom mehanizacijom ili pokretnim mašinama, mogla povezati sa problemima sa kičmom, a posebno sa donjim delom leđa.

U istraživanju E.C.Paulson-a, iz 1949. godine, istaknuto je da vožnja traktora može da izazove neugodne simptome, pri čemu je posledica najčešće bio bol u donjem delu leđa ili tzv. traktorska leđa. Autor je kao razlog naveo dugotrajno vreme provedeno na traktoru (od 12 do 18 sati), ne ulazeći u proučavanje uzroka nastanka ovih bolova (Stayner, 2001).

Već 50-ih godina prošlog veka, počeli su iz bolnica da stižu izveštaji o očigledno novoj grupi pacijenata koji se žale na probleme sa kičmom. Haluzicky i Kubik, u svom izveštaju iz 1957. godine, opisuju bol kod vozača poljoprivrednih mašina (uglavnom traktora) u različitim mišićnim grupama, koji počinje naročito nakon dugih smena, tokom letnjih meseci, pri čemu je uzrok tome pre rad, nego klimatski uslovi. Analizom bola u donjem delu leđa, otkriveni su mijalgija usled vibracija, urođene anomalije i spondilotske promene<sup>9</sup>. U ispitivanju na grupi od 148 ispitanika, pojavile su se važne promene koje se tiču diskova L4-L5 i L5-S1 kod 27% ispitanika. Do ove promene na diskovima je dolazilo prilično često kod mladih osoba do 30 godina starosti. Ovaj izveštaj je iz Mađarske gde su, zbog sistema poljoprivrednih zadruga, smene bile veoma duge (Griffin, 1990).

Treba naglasiti da su tek 1950. godine, čelične točkove kod traktora, zamenili točkovi sa pneumaticima, a približno u isto vreme, u severnoj Evropi, stajanje vozača je smanjeno usled usavršavanja mehaničkih komponenti, što je dovelo do korišćenja sedišta u svim uslovima, dok je pre toga bilo uobičajeno da vozači stoje dok su se traktori kretali po neravnom terenu. U to vreme sedišta nisu imala efikasno ogibljenje. Kako je opisao A.O.Radke, sedišta bez ili sa loše izvedenim ogibljenjem su u stvari mogla da pojačaju vibracije koje su prenošene na vozača (Radke, 1957).

Oko 1960. godine, a u nekim državama i kasnije, krenulo se sa uvođenjem ogibljenja na sedištima, što je dovelo do efikasnog smanjivanja jakih vibracija, a njihova primena je postala univerzalna oko 1970. godine.

---

<sup>9</sup> mijalgija- bol u mišićima, spondiloza-degenerativne promene kičme.

Jedan od značajnijih radova iz ovog perioda je studija Rosegger i Rosegger-a iz 1960.godine. U ovom istraživanju, a uprkos kasnijim zamerka njihovim epidemiološkim metodama, oni su ispitali preko 300 ljudi, kako klinički tako i rentgenski. Ovi autori su smatrali da normalan položaj tela tokom sedenja ne povećava naprezanje u leđima vozača, već samo kada se vozač nagne ili izvije (Stayner, 2001). Pored ove studije, interesantno je i istraživanje Max-Planck Instituta u Bad Kreuznach-u. Mada je početni broj od 211 ispitivanog traktoriste sveden na kraju na 106, rentgenski i klinički dokazi su dali važnu osnovu za nemačku klasifikaciju profesionalnih bolesti BK2110<sup>10</sup>. Glavno otkriće je bilo da su ispitanici osećali simptome u leđima u neobično ranom životnom dobu. U poređenju sa ispitanicima iz Rosegger studije, ispitanici iz Max-Planck studije su verovatno koristili traktore sa boljim sedištima, te su tako bili manje izloženi vibracijama, ali su i dalje vibracije bile smatrane glavnim faktorom rizika, a ne položaj tela (Christ i Dupuis, 1968). U ove dve medicinske studije ima malo činjenica o tome kolika je bila stvarna izloženost ispitanika vibracijama i nema nikakvih direktnih podataka.

Tokom 60-ih godina prošlog veka, osavremenjivanje laboratorija za ispitivanje vibracija je omogućilo da se ranija ispitivanja ponove i prodube, a po prvi put se ispituje i subjektivna tolerancija čoveka na vibracije. Na osnovu ovih istraživanja razvijene su krive ponderisanja frekvencija i nešto kasnije ubačene u prve nacрте standarda, koji su konačno objavljeni kao standard ISO 2631.

Tokom 1970.-ih i 1980.-ih problemi sa kičmom su dalje povezani sa određenim zanimanjima. S obzirom da je većina tih zanimanja imala vibracije kao deo radnog okruženja, istraživači su pretpostavili da su vibracije važan faktor. Istraživači iz tog perioda su uvideli da su epidemiološke studije, u ranijem periodu istraživanja, slabo vođene i da su imale malo tačnih podataka o vibracijama na osnovu kojih su mogli da uspostave neku korelaciju, uprkos značajnom broju prikupljenih podataka sa terena. Tokom ovog perioda uvećano je znanje o dinamici tela, a i predložena je teorija o zamoru koja obrazlaže način na koji vibracije mogu da oštete kičmu. Nekoliko studija iz ovog perioda ukazivalo je na česte pojave oštećenja leđa vozača traktora, ali nisu dali direktnu vezu sa izloženošću vibracijama, niti su istraživali uticaj položaja tela.

U svom istraživanju iz 1970.godine, Seidel i Troster su zaključili da su bolovi u leđima bili najčešći simptomi kod 60 vozača traktora koje su ispitivali, pri čemu nije jasno da li je ovo problem koji pogađa samo vozače traktora, ni da li su vibracije ili položaj tela uzročnici

---

<sup>10</sup>Ova oznaka odnosi se na poremećaje kičme kao profesionalno oboljenje

ovih bolova (Seidel i Tröster, 1970). U ovom periodu značajne su i dve, relativno obimne, studije o izloženosti poljoprivrednika vibracijama, Stayner i Bean iz 1975. i Graef iz 1979. Istraživanja sadrže preko 100 merenja u severnoj Evropi i obuhvatila su širok opseg radova traktora u polju i tokom transporta. Jedan od zaključaka ovih studija je da su izloženosti vibracijama iz ovih ispitivanja, imala niže intenzitete ili bar niže vršne vrednosti nego što su to imale izloženosti vibracijama vozača između 1950. i 1970. godine (Stayner, 2001).

Tek od osamdesetih godina prošlog veka, poboljšana su istraživanja u medicini rada i to u pogledu epidemioloških tehnika, ali je mnogo manje učinjeno u pogledu procenjivanja izloženosti ispitanika vibracijama i udarima. U ovom periodu pojavljuje se nekoliko istraživanja specijalizovanih za određena zanimanja, pa se tako proučavaju uticaji vibracija na zdravlje operatera na kranovima, pilota helikoptera, traktorista i viljuškarista.

Seidel i Heide su 1986. godine objavili istraživanje koje je obradilo 185 radova o uticaju dugotrajnog izlaganja vibracijama na zdravlje čoveka. Studija sadrži zdravstvene podatke za 43.000 radnika izloženih vibracijama i 24.000 radnika u referentnoj (kontrolnoj) grupi (deo ispitanika obavljao je svoje profesionalne aktivnosti u poljoprivredi, kao vozači traktora). Autori su zaključili da se izloženost radnika vibracijama (obično vrednostima iznad zakonski maksimalnog nivoa), manifestovala u povećanom riziku po muskuloskeletni i periferni nervni sistem, a u malom riziku po digestivni i vestibularni sistem. Generalni nedostatak ovog obimnog istraživanja bio je izostanak izmerenih vrednosti izloženosti radnika vibracijama, pa je tako samo trećina ukupnog broja radova uključivala merne podatke, a čak 30% radova nije sadržala nikakav podatak o izloženosti (Seidel i Heide, 1986).

Devedesetih godina prošlog veka, pojavio se veliki broj radova koji su vibracije proučavali, kako sa medicinskog aspekta, u pogledu proučavanja efekata dejstva vibracija na zdravlje čoveka, tako i sa tehničkog aspekta u smislu analize izvora i uticajnih faktora na nastanak vibracija pri radu mašina, uređaja ili vozila.

U svom istraživanju Boshauzen je sa saradnicima, putem poštanskog upitnika, anketirao 560 radnika (odgovorilo 79%), koji su bili zapošljeni u dve kompanije, na određenim funkcijama, u periodu desetak godina pre istraživanja. Ispitanici su bili podeljeni u dve grupe, prvu su činili vozači traktora (450), a drugu grupu radnici koji nisu bili izloženi vibracijama (110). Analizirana je veza između vožnje traktora i bola u leđima. Bol se češće pojavljivao (oko 10% više) kod vozača traktora nego kod radnika koji nisu bili izloženi vibracijama. Ovi autori su posebnu pažnju obratili na dužinu izlaganja i intenzitet vibracija, izučavajući njihov značaj odvojeno (Boshuizen i os., 1990).



U istraživanju iz 1994.godine, Bovenzi i Betta su dali poređenje između 1115 vozača poljoprivrednih traktora i 220 službenika u kancelarijama u pogledu oštećenja (ispadanja) kičmenih diskova. Prema podacima, to se dešavalo kod 75 vozača traktora (6,5%) u poređenju sa 5 službenika (2,3%). Međutim, ovi brojevi su isuviše mali da bi omogućili uspešna statistička poređenja. Ovi autori su zaključili da su se pojave hroničnog ili akutnog bola u donjem delu leđa povećale sa ukupnim vremenom vožnje. Po njima trajanje izloženosti vibracijama celog tela ima veći uticaj na bolove u donjem delu leđa nego sam intenzitet vibracija. Ovo je jedan od prvih izveštaja koji ističe da je model traktora bio važan faktor kojim se unosi razlika prilikom određivanja intenziteta vibracija (vrednosti ubrzanja vibracija u studiji između najboljih i najgorih modela traktora iznosila je od  $0.89 \text{ m/s}^2$  do  $1.24 \text{ m/s}^2$ ). Takođe je zaključeno da su zadaci u polju i radni uslovi važni i da ih treba veoma pažljivo kontrolisati. Utvrđeno je da ukoliko se razlike između radnih operacija kao što su oranje, prskanje, kombajniranje, transport itd., ne razdvoje jasno, onda se ne može napraviti ni jasna razlika između izloženosti i posledica, niti se može naći korelacija između njih (Bovenzi i Betta, 1994).

Seidel sa saradnicima je razvio hipotezu po kojoj u stvari ciklusi vršnih frekvencija (ili udari) najviše doprinose zamoru i da kontinuirane vibracije niskog intenziteta mogu biti relativno nevažne (Seidel i os., 1998).

Cook i Hussey su, u svojoj studiji iz 1995.godine, ispitivali tzv. plutajuće jastuke, kao prostu modifikaciju koja može biti urađena kod traktorskog sedišta. Ovi jastuci su bili sastavljeni od pojedinačnih vazdušnih ćelija koje dozvoljavaju cirkulaciju vazduha. Iako je, po autorima istraživanja, ovaj sistem odličan u smislu udobnosti, uočena je smanjena stabilnost vozača pri sedenju na ovakvom jastuku o čemu treba posebno povesti računa kada traktor prelazi preko neravne podloge (Cook i Hussey, 1995).

Slično istraživanje sprovedli su Scutter i saradnici, 1999.godine. Prema tvrdnji autora ovog istraživanja, poljoprivrednici koji su koristili jastuke napunjene gelom, osećali su manje bolove u leđima nakon vožnje traktora jer je gel imao sposobnost da rastereti kritične tačke opterećenja kostiju (Scutter i os., 1999).

Jedno od značajnih istraživanja, koje se bavi ispitivanjem nivoa izloženosti vozača traktora vibracijama je studija Silso istraživačkog instituta iz 2002.godine. Merenja vibracija vršena su kod 5 savremenih traktora različitih snaga i masa, pri čemu tri traktora nisu imala posebne sisteme ogibljenja, a dva (najveće snage) su bila snabdevena takvim sistemima. Merenja su vršena pri kretanju traktora po unapred zadatim standardizovanim stazama, prema standardu ISO 5008. Autori su proučavali uticaj nekoliko faktora na veličinu ubrzanja

vibracija na sedištu vozača i podu kabine: vrstu podloge, brzinu, masu vozila, ogibljenje, gume itd. Najznačajniji zaključci su bili da vrednosti vibracija rastu pri većim brzinama vozila i da su te vrednosti veće za lakše traktore nego za teže. Naravno, merenja su pokazala da prisustvo ogibljenja smanjuje vrednosti ubrzanja vibracija, ali uglavnom po vertikalnoj osi, a manje u horizontalnoj ravni. Iako se studija odnosi na kontrolisane uslove na test stazama, ona je poslužila kao osnova za kasnije studije sličnog tipa, koje će se odnositi na proučavanje vibracija u realnim uslovima pri obavljanju različitih poljoprivrednih operacija (Scarlett i os., 2002).

Nastavak ovih istraživanja istog istraživačkog instituta pojavio se 2005.godine. Istraživanje je vršeno na traktorima velike snage (90-130kW), pri čemu su ispitivani uticaji različitih vrsta ogibljenja (kabina, kabina i prednja osovina, prednja i zadnja osovina) i različitih poljoprivrednih operacija (prskanje, kultivisanje, transport prikolica i oranje), na veličinu ubrzanja vibracija koje deluju na telo vozača. Merene su vrednosti ubrzanja vibracija na sedištu i podu kabine traktora, za svaku poljoprivrednu operaciju pojedinačno, jednom u idealnim i kontrolisanim uslovima, a drugi put u uslovima tokom radnog dana. Zaključak istraživanja je bio daje veličina ubrzanja vibracija koje deluju na telo vozača, u mnogo većoj zavisnosti od tipa poljoprivredne operacije, nego od sistema ogibljenja. Naime, sistemi ogibljenja koji se ugrađuju u poljoprivredne traktore najveću efikasnost pri obavljanju najvećeg broja poljoprivrednih operacija, pokazuju u redukciji i amortizaciji vibracija i udaraca po vertikalnoj osi (Z), dok im je efekat manji po pitanju vibracija u horizontalnoj ravni (ose X i Y). Situacija je jedino obrnuta kod transporta prikolica - vožnji traktora po putu (Scarlett i os., 2005).

U istraživanju iz 2012.godine proučavan je uticaj efikasnosti ogibljenja kabina kod savremenih traktora, pri obavljanju različitih sezonskih poslova. Merenja su vršena na pet traktora, od kojih je četiri imalo kvalitetne sisteme ogibljenja kabine, a peti je bio bez takvog ogibljenja i služio je za poređenje rezultata i efikasnosti sistema. U istraživanju su korišćena dva vozača, različitih težina. Rezultati su bili gotovo isti kao studija Scarlet iz 2005. Naime, sistemi oslanjanja kabina na traktorima, vrlo su efikasni u smanjenju vibracija u vertikalnom pravcu, a mnogo manje u horizontalnoj ravni. Ovo istraživanje ukazalo je da, na redukciju vibracija u horizontalnoj ravni, nisu imali prevelikog efekta ni sedišta, montirana u ogibljenim kabinama (Vrielink, 2012).

Treba naglasiti da se kvalitet novih sedišta proverava u odgovarajućim laboratorijama, ali se od njih, prema Direktivi 78/764 zahteva samo sposobnost prigušenja vibracija u Z pravcu, ali ne postoji zahtev u tom smislu za druga dva pravca (X i Y).

## **2.2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA U SRBIJI**

Broj istraživanja, vezanih za uticaj vibracija na vozače traktora u našoj zemlji, je relativno mali, pri čemu ta istraživanja, uglavnom, predstavljaju samo uočavanje problema, bez konkretnog doprinosa njegovom rešavanju. Poseban problem potencijalnih istraživača, predstavljao je i nedostatak odgovarajuće i kvalitetne merne opreme kojom bi se adekvatno izmerili i vrednovali nivoi izloženosti vozača vibracijama, kao i stvaranje uslova da se takva merenja obave u realnim okolnostima (obezbeđenje traktora, vozača, parcele itd.).

Istraživanjem oscilatornih pojava kod poljoprivrednih traktora bavio se Petrović sa saradnicima, u radu iz 2005.g. Autori su, u Institutu Industrije motora Rakovica, izvršili merenja parametara vertikalnih vibracija na dizel motoru na probnom stolu i na jednom tipu traktora iz svog proizvodnog programa, na različitim mernim mestima i režimima rada motora. U radu je prikazan deo dobijenih rezultata i izvršena analiza vibracionih ubrzanja na mernim mestima kao i sedištu rukovaoca traktora sa aspekta zadovoljenja kriterijuma ISO standarda. Ovo istraživanje, kao i sva laboratorijska istraživanja, ipak ne pokazuje oscilatorno ponašanje traktora u realnim uslovima, kada i mnogi drugi faktori (kvalitet podloge-veliĉine neravnina, vrsta poljoprivredne operacije, brzina vožnje i sl.) utiĉu na veliĉinu ubrzanja nastalih vibracija. Drugi nedostatak je merenje samo vertikalnih vibracija, dok vibracije u horizontalnoj ravni nisu uzimane u obzir (Petrović, 2005)

U radovima iz 2006. i 2012.godine, Radonjić sa saradnicima ukazuje na karakteristike radnih uslova traktora u pogledu pobuđivanja oscilatornih procesa. Modelirane su i simulirane konstruktivne koncepcije traktora sa različitim brojem elasto-prigušnih elemenata. Rezultati simulacije pokazali su da uobičajeni sistemi oslanjanja traktora sa pasivnim komponentama ne mogu zadovoljiti zahteve u pogledu izlaganja ljudskog tela vibracijama i da sistemi oslanjanja sa savremenom tehnologijom aktivne kontrole mogu biti dobro rešenje u ovom smislu. Istraživane su i mogućnosti za izolaciju niskofrekventnih oscilacija poljoprivrednog traktora uz pomoć konvencionalnih pasivnih sistema oslanjanja sedišta vozača. Zaključak istraživanja je da su te mogućnosti ograniĉene, te da je, korišćenjem aktivnih sistema oslanjanja sedišta, moguće zaštititi vozača od štetnih oscilacija (Radonjić, 2006, Radonjić i os., 2012).

U radovima iz 2008. i 2010. godine, Mačvanin sa saradnicima, ukazuje na pojavu da vozaĉi poljoprivrednih mašina ĉesto oboljevaju od bolesti lokomotornog sistema (pre svega cervikalni i lumbalni sindrom) i to direktnim ili indirektnim delovanjem profesionalnih rizika (nefiziološki poloŹaj tela pri radu, telesna naprezanja, vibracije, rad na otvorenom prostoru,

neergonomska stolica...) (Mačvanin i os., 2008, Mačvanin i os., 2010).

Procena rizika po zdravlje, od štetnog dejstva vibracija pri radu traktorom, razmatrana je u radovima Cvetanovića i saradnika, iz 2014.godine. Klasifikovan je povećani rizik, za koji postoji opravdana pretpostavka da može izazvati oboljenja u vezi sa radom i uzrokovati kršenje zakonskih obaveza. Kao i kod svake procene rizika, i ovde se radi o subjektivnoj proceni potencijalnog problema, pri čemu se odstupa od standardnog postupka procene radnog mesta, već se procenjuje samo jedna štetnost, u ovom slučaju vibracije (Cvetanović i os., 2014, Cvetanović i os., 2014).

Pregled kratkotrajnih i dugotrajnih negativnih zdravstvenih efekata dejstva vibracija na telo vozača traktora, dati su u radu Cvetanovića i Jovanovića, iz 2013.g. Autori ukazuju da su naročito štetne vibracije visokih intenziteta i niskih frekvencija zbog poklapanja sa frekvencijom oscilovanja pojedinih ljudskih organa i pojave rezonanse. Izuzetno je bitna i dužina izlaganja čoveka vibracijama jer, po pravilu, duže izlaganje ima za posledicu hronična oboljenja (Cvetanović i Jovanović, 2013).

Prvi rad sa konkretnim merenjima intenziteta ubrzanja vibracija, pojavio se 2012.g., od strane Prokeša i saradnika. Merenjem intenziteta opštih vibracija na sedištima više starijih modela traktora IMT i Belarus (proizvođača IMT-Srbija i MTZ-Belorusija), utvrđeno je da postoji rizik po zdravlje vozača, čak i kod onih koji su vibracijama izloženi tek jedan sat dnevno, a da je povećani rizik po zdravlje verovatan kod svih ostalih koji su dnevno izloženi više od jednog sata. U radu nije naglašeno koje su poljoprivredne operacije obavljali vozači tokom merenja, što je bitno za kvalitetnu analizu rezultata (Prokeš i os., 2012).

Slično istraživanje istraživanje, autori su izvršili na savremenim traktorima Džon Dir (John Deere), na modelima 6820 i 8320. Merenje intenziteta vibracija na sedištu traktora vršeno je tokom oranja, kao i vuče praznih i punih prikolica, po zemljanom i po asfaltnom putu, unapred zadatim brzinama. U slučaju oranja nisu zabeleženi nivoi izloženosti preko donje zakonske vrednosti (tzv. akciona vrednost), iako su brzine traktora pri oranju bile i preko 10km/h. U slučaju vuče prikolica, pri vožnji punih prikolica po asfaltu, vrednosti su, takođe, bile ispod donje zakonske vrednosti, ali su pri vožnji po zemljanom putu zabeležene povišene vrednosti, čak blizu gornjoj zakonski dozvoljenoj vrednosti (tzv. granična vrednost), bez obzira da li su prikolice bile pune ili prazne. Autori zato ukazuju da postoji verovatan rizik po zdravlje vozača traktora (Prokeš i os., 2013).Isti autori su, osim opštih vibracija, proučavali i intenzitete lokalnih vibracija na volanu, kod istih modela traktora Džon Dir. Zaključak autora u radu iz 2013.g. je da ne postoji rizik po zdravlje vozača

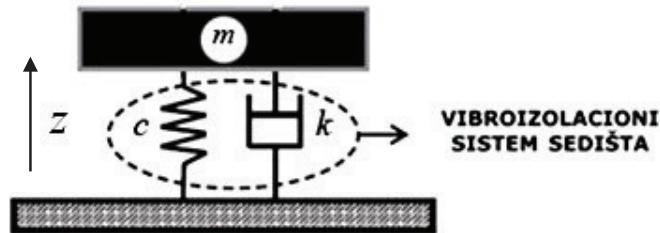
traktora od lokalnih vibracija (Mačvanin i os., 2013).

Uticaj iskustva vozača, odnosno kvaliteta njegove vožnje na nastajanje vibracija ili njihov intenzitet, predmet je rada iz 2014.godine (<sup>a</sup>Cvetanović i os., 2014). Zaključak rada, zasnovan na merenjima vibracija sa tri različita vozača, sa istim uslovima rada (vrsta traktora, vrsta zemljišta, ista poljoprivredna operacija...), bio je da kvalitetna vožnja može dovesti do nivoa vibracija nekoliko puta manjih od onih koji se javljaju kod neiskusnog vozača.

Isti autori analizirali su i uticaj tipa elastičnog oslanjanja kod traktora, na veličinu vibracija koje dejstvuju na vozača traktora. Poređenje je vršeno za inostrane traktore većih snaga (New Holland i JCB), koji su imali oslanjanje na osovinama ili na kabini i prednjoj osovini. Vrednosti su, pri oranju i kultivisanju, za oba traktora bila malo viša od akcione vrednosti -  $0,5\text{m/s}^2$ , ali dosta manja od granične vrednosti -  $1,15\text{m/s}^2$  (<sup>d</sup>Cvetanović i os., 2014).

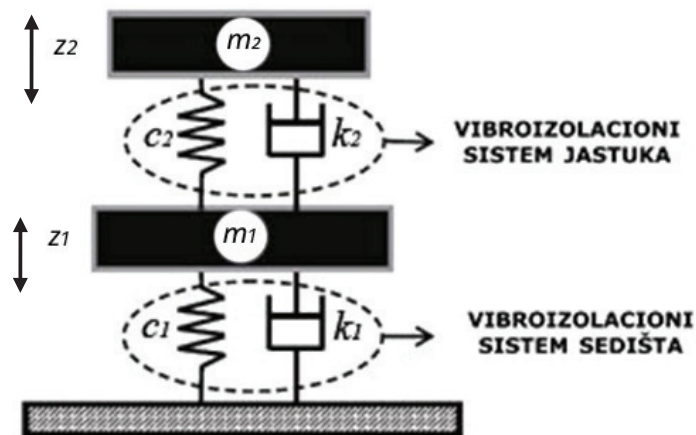
### 3. TEORIJSKI PRISTUP ANALIZI SISTEMA

Ukoliko se posmatra klasično sedište, kakvo preovlađuje kod većine srpskih traktora, može se uočiti da se radi o vibroizolacionom sistemu, sa jednim stepenom slobode kretanja. Pri modelovanju ovakvih sistema, inercija se prikazuje masom  $m$ , krutost oprugom konstante krutosti  $c$ , a prigušenje prigušnicom koeficijenta prigušenja  $k$  (slika 3.1).



Slika 3.1. Oscilatorni model sedišta – pasivni sistem (Marul i Karabulut, 2012).

Dodavanjem jastuka kao još jednog, sekundarnog, vibroizolacionog sistema, postojećem vibroizolacionom sistemu sedišta, dobili bi sistem sa dva stepena slobode kretanja (slika 3.2.). U ovakvom sistemu, analizira se vertikalno pomeranje vozačevog sedišta (po  $z$  osi).



Slika 3.2. Oscilatorni model vozačevog sedišta sa jastukom (Marul i Karabulut, 2012).

Na slici su sa  $c_1$  i  $c_2$  označene krutosti sedišta i jastuka, a sa  $k_1$  i  $k_2$  njihova prigušenja. Važno je naglasiti da je  $m_1$  masa sedišta, a  $m_2$  težina vozača, s obzirom da ona nije zamemarljiva, za razliku od masa samih jastuka.

Diferencijalna jednačina oscilovanja ovakvog sistema glasi:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{K} \cdot \dot{\mathbf{z}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{z} = \mathbf{0} \quad (3.1)$$

gde veličine  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{K}$  i  $\mathbf{C}$  imaju matricnu formu i mogu se napisati na sledeći način:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Ubacivanjem u jednačinu 3.1., dobijamo sledeću formu:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Nakon uvođenja sopstvene kružne frekvencije:

$$\omega_i^2 = \frac{c_i}{m_i} \quad (3.5)$$

i koeficijenta prigušenja  $\delta$  gde je:

$$2\delta_i = \frac{k_i}{m_i} \quad (3.6)$$

dobija se:

$$\ddot{z}_i + 2\delta_i \cdot \dot{z}_i + \omega_i^2 \cdot z_i = 0 \quad (3.7)$$

Rešenje jednačine je:

$$z_i(t) = A_i \cdot e^{-\delta_i \omega_i t} \sin(\omega_{di} t + \phi) \quad (3.8)$$

gde su:

$A_i$  i  $\phi$  konstante, a t-broj stepeni slobode kretanja ( $t=2$ )

Kružna frekvencija je:

$$\omega_{di} = \sqrt{\omega_i^2 - \delta_i^2} \quad (3.9)$$

Ugaona frekvencija  $\omega_i$  je prirodna ili sopstvena frekvencija (nepriugušeno oscilovanje).

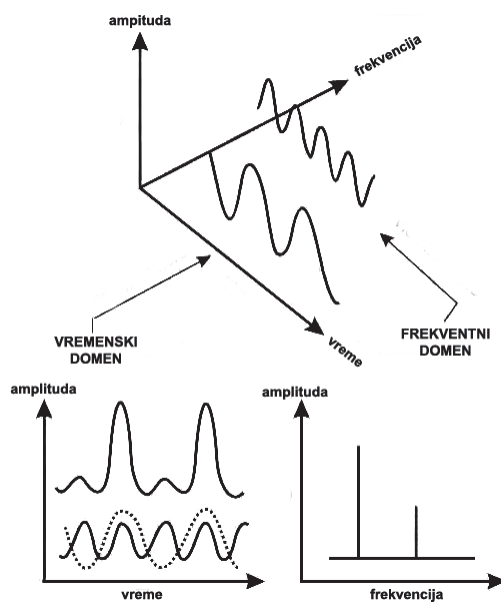
Treba naglasiti da teorija oscilacija ove sisteme proučava kao ravanske, tj. proučava se oscilovanje samo po Z osi (vertikalna ravan). U stvarnosti se radi o prostornim oscilatornim sistemima sa pomeranjima i u horizontalnoj ravni (po X i Y osi).

### 3.1. AMPLITUDA VIBRACIJE

U matematičkim razmatranjima oscilatornih procesa, pod amplitudom se najčešće podrazumeva najveći pomak od ravnotežnog (početnog) položaja do krajnjeg položaja (pozitivnog ili negativnog, tj. u pozitivnom ili negativnom smeru).

Amplituda vibracije je pokazatelj, uopšteno posmatrajući, intenziteta poremećajne sile i ozbiljnosti problema. Veličina amplitude pokazuje da li mašina ili vozilo radi mirno ili ne, kakvo je opšte dinamičko (mehaničko) stanje mašine ili vozila i da li se nemiran rad mašine može tolerisati ili tu mašinu treba odmah zaustaviti. Promene amplitude vibracija znače promenu u mehaničkom ili procesnom stanju mašine. Ova promena ne mora obavezno biti u smeru povećanja amplitude, iako je to najčešći slučaj.

Amplituda vibracije, kao jedan od parametara kojim se ocenjuje vibracioni proces, može se posmatrati u vremenskom ili frekventnom domenu (slika 3.3.).



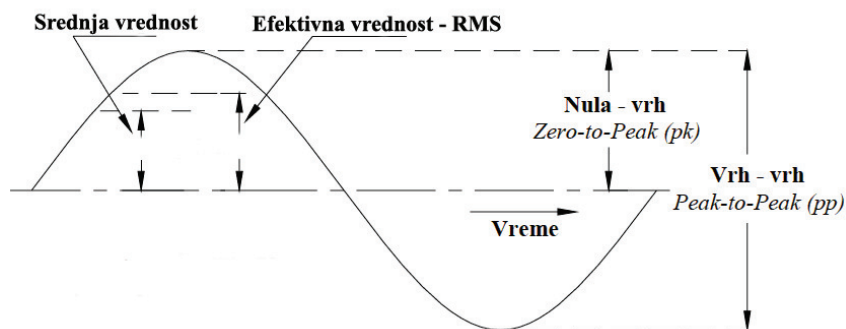
Slika 3.3. Prikaz signala u vremenskom i frekventnom domenu



Odluka da li je dovoljno izvesti monitoring i merenje sveukupnog nivoa vibracija (vremenska analiza) ili je potrebna frekvencijska analiza, donosi se na osnovu konkretnog slučaja ispitivane mašine, uređaja ili vozila.

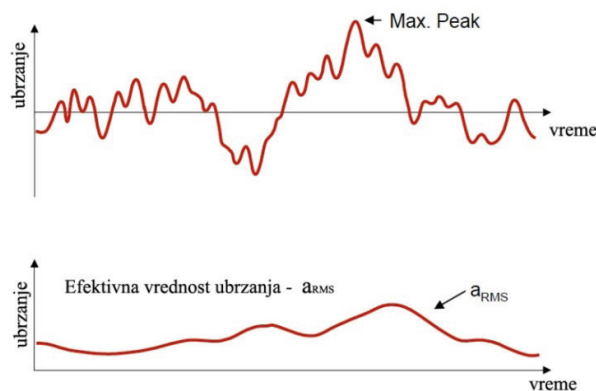
### 3.1.1. Amplituda u vremenskom domenu

Amplituda može biti kvantifikovana, u vremenskom domenu, na više načina u zavisnosti od funkcije sprovedene analize (slika 3.4.).



Slika 3.4. Opis amplitude u vremenskom domenu (©Bruel & Kjaer, 1998)

Efektivna vrednost  $A_{ef}$  ili RMS vrednost (*eng.root mean square*) je najpogodnija mera amplitude imajući u vidu vremensku istoriju signala i neposrednu povezanost veličine amplitude oscilovanja sa energetske sadržajem dinamičkog vibracionog procesa tj. sa destruktivnom sposobnošću date vibracije (slika 3.5.). Efektivna vrednost predstavlja termičku ili toplotnu vrednost nekog promenljivog signala.



Slika 3.5. Efektivna vrednost vibracije sa ubrzanjem kao parametrom za merenje (©Bruel & Kjaer, 1998)

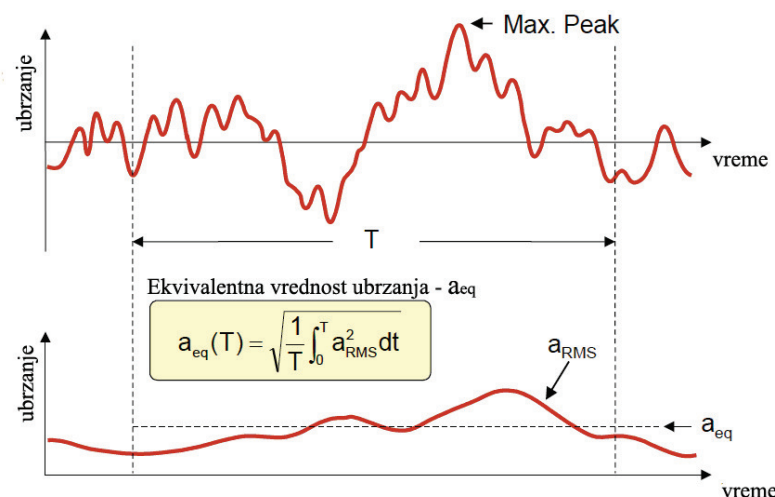
Za sinusoidni oblik signala odgovara 0.707 vrednosti amplitude nula-vrh. U slučaju složenog signala (koji se sastoji od više harmonijski povezanih komponenti),  $A_{ef}$  se definiše kao koren iz aritmetičke sredine kvadrata amplituda pojedinih komponenti:

$$A_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T z(t)^2 dt} \quad (3.10)$$

gde je  $z(t)$  trenutna amplituda signala, a  $T$  interval integracije. Ovako definisana efektivna vrednost zavisi od veličine intervala integracije  $T$ , pa se i ona menja sa vremenom.

Efektivna vrednost, najviše se odnosi na zadnji deo signala koji se meri i do njih se teže dolazi kada se radi sa signalima većih perioda. Ovo znači da najbliži deo signala ima najveći uticaj na nivo koji se određuje.

Ekvivalentna RMS vrednost  $A_{eq}$  je linearna prosečna vrednost amplitude, uzeta za duži period, odnosno konstantna vrednost koja u nekom vremenskom intervalu  $T$  ima istu vrednost energije kao i efektivna vrednost. Linearna srednja vrednost znači da svaki deo signala ima isti uticaj na nivo koji se određuje. Na slici 3.6. prikazana je ekvivalentna vrednost amplitude sa ubrzanjem kao parametrom za merenje.



**Slika 3.6.** Ekvivalentna vrednost vibracije sa ubrzanjem kao parametrom za merenje (©Briel & Kjaer, 1998)

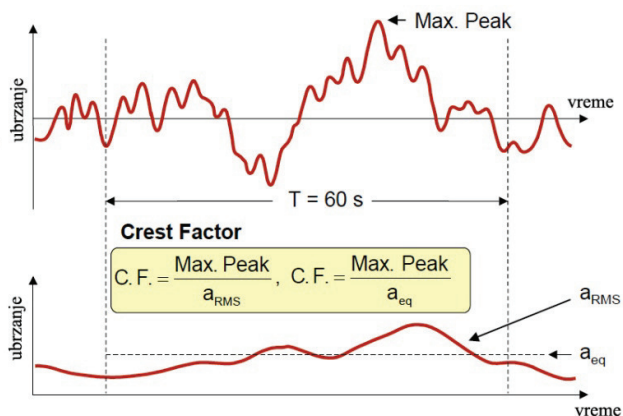
Amplituda vrh-vrh (*eng. peak to peak*) je rastojanje od negativnog do pozitivnog vrha<sup>11</sup>. Najčešće se primenjuje kod analize pomeranja pri vibracijama u smislu razmatranja maksimalnog naprezanja ili zamora materijala u mehaničkom sklopu. Definisane amplitude

<sup>11</sup> U slučaju sinusne funkcije, vrednost od vrha do vrha je tačno dvostruka vrednost maksimuma zato što je simetrična, ali nije uvek prilagodljiva za vibracije.

kao nula-vrh (*eng.zero-to-peak*) najčešće se primenjuje kod merenja vibracijskih pomeranja kućišta određenog sistema, odnosno kod merenja amplitude vibracijske brzine i vibracijskog ubrzanja.

Vrednost maksimalnog pika signala ili faktor vrha (*eng.crest factor-CF*) je pojedinačno najveće ubrzanje za vreme merenja i predstavlja odnos vrednosti maksimalnog pika i vrednosti  $a_{RMS}$  ( $CF=PEAK/RMS$ ) (slika 3.7.). Kada vrednost  $a_{RMS}$  previše varira, faktor vrha se može odrediti kao odnos između vrednosti maksimalnog pika i ekvivalentnog ubrzanja  $a_{eq}$ .

Prikazane veličine koje opisuju vremenski signal, ne odnose se samo na jednostavan sinusoidni signal, nego i na sve uobičajene vremenske signale koji se mogu dobiti na mašinama (a koji su inače sastavljeni od mnogo sinusoidalnih komponenata).



Slika 3.7. Vršni faktor (©Bruel & Kjaer, 1998)

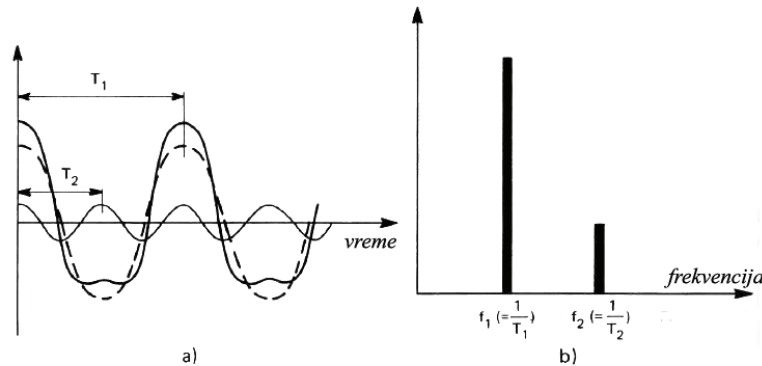
### 3.1.2. Amplituda u frekventnom domenu

Razlaganje signala vibracija u pojedinačne frekventne komponente, naziva se frekventna analiza, dok se grafički prikaz nivoa vibracija u funkciji frekvencije naziva frekvencijski spektar ili spektrogram. U praksi vibracijski signal sadrži mnogo frekvencija koje se dešavaju istovremeno i ne mogu se direktno videti iz vremenskog domena. Preslikavanjem signala u frekvencijski domen, sve frekvencijske komponente signala postaju direktno sagledive (slika 3.8.).

Frekvencijski spektar u mnogim slučajevima daje detaljnu informaciju o nekom izvoru, koja ne bi mogla biti dobijena iz vremenskog signala.

Frekventni prikaz rezultata izmerenih u vremenskom domenu dobija se preko brze Furijeove transformacije (*eng. fast Fourier transformation-FFT*). To je bitna i široko prihvaćena metoda za dobijanje korisnih informacija iz posmatranog signala. Predstavlja matematičku proceduru (numerički logaritam) kojom se vrši transformacija iz vremenskog u

frekvencijski domen, da bi se lakše uočile dominantne frekvencije. Pikovi u frekventnom domenu predstavljaju dominantne frekvencije vibracija.



**Slika 3.8.** Amplituda u vremenskom i frekventnom domenu (Broch, 1984).

Frekvencijski spektar, odnosno veličina amplitude na različitim frekvencijama, dobija se propuštanjem merenog signala kroz filter i podešavanjem filtera da propušta određeni frekvencijski opseg (može da postoji i više filtera).

### 3.1.3. Merenje amplitude vibracija

Merenje vibracija predstavlja kompromis jer neposredno merenje sile, koja stvara vibracije, nije moguće. Iz tog razloga se prilikom sprovođenja analize vrši merenje odziva sistema (posledica) na dejstvo sile, koji u stvari predstavlja vibracije. Naime, ako na mehanički sistem dejstvuje pobudna sila, sistem će proizvesti određeno kretanje (vibraciju) kao odgovor na zadatu pobudu. Odziv sistema određen je pokretljivošću sistema koja zavisi od konstruktivnih parametara sistema.

Postupak merenja amplitude vibracija vrši se sa ciljem utvrđivanja da li amplitude vibracija ne prekoračuju granice postojanosti materijala od koga je napravljen određeni mašinski element ili ne prelaze zakonski dozvoljene nivoe izloženosti čoveka vibracijama.

Ukoliko vrsta merenja koje se izvodi, ne zahteva merenje posebnog parametara, npr. zbog zahteva nekog standarda, opšte je pravilo da treba izabrati parametar koji ima najravniji odziv u posmatranom opsegu (slika 3.9.).

Pri merenju i oceni uticaja vibracija na čoveka standardi preporučuju i definišu ubrzanje kao parametar za merenje i ocenu.



Slika 3.9. Izbor parametra merenja  
(<sup>b</sup>Bruel & Kjaer,1998)

### 3.2. VRSTE SIGNALA

Signali, kao nosioci informacije o vibraciji kao dinamičkom procesu, po svom vremenskom obliku i frekvencijskom spektru su različite složenosti i veoma različitih karakteristika (slika 3.10.). Tako na primer imamo prost sinusni signal koji se u vremenu menja po sinusnom zakonu, a u spektru ima samo jednu frekvenciju, dok na drugoj strani imamo signale govora, muzike ili buke koji imaju složen vremenski oblik, širok i nepravilan frekvencijski spektar, koji se pored toga menja u vremenu.

Signale u opštem slučaju mogu podeliti na determinističke i slučajne.

Deterministički signali se mogu opisati analitički (matematičkim izrazom) i dele se na:

- a) periodičke signale
- b) tranzijentne signale

Kod periodičkih signala srednja vrednost i spektar se ne menjaju s vremenom. Primer takvog signala je npr. zvuk mašine. Najjednostavniji periodički signal je sinusni signal.

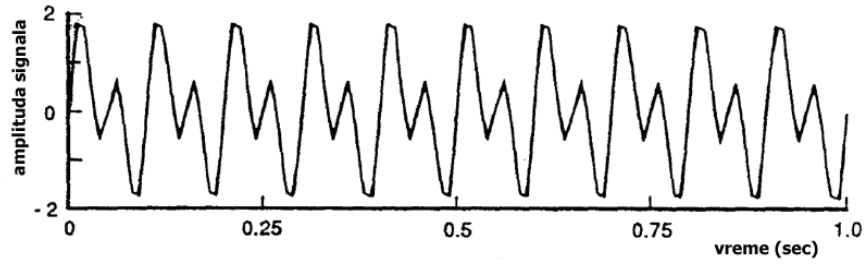
Kod tranzijentnih signala srednja vrednost i spektar menjaju se sa vremenom. Primer takvog signala javlja se pri probijanju zvučnog zida.

Slučajni signali se dele na:

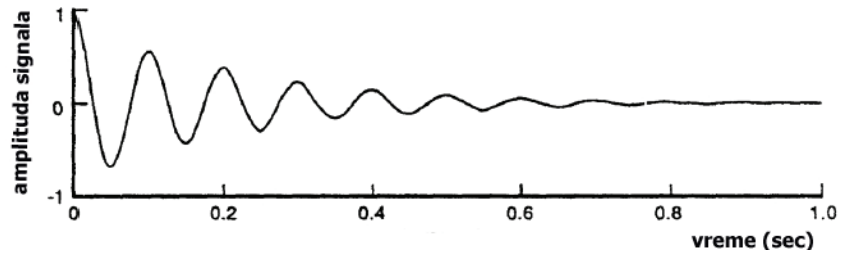
- a) stacionirane signale
- b) nestacionarne signale

Pod stacionarnim (ustaljenim) signalima podrazumevamo one čije se osnovne karakteristike ne menjaju tokom vremena i nezavisne su od intervala vremena u kojem ih posmatramo (sve frekvencijske komponente prisutne kroz celo vreme trajanja signala). Primer takvog signala je buka iz auspuha ili turbulencije kod strujanja vazduha.

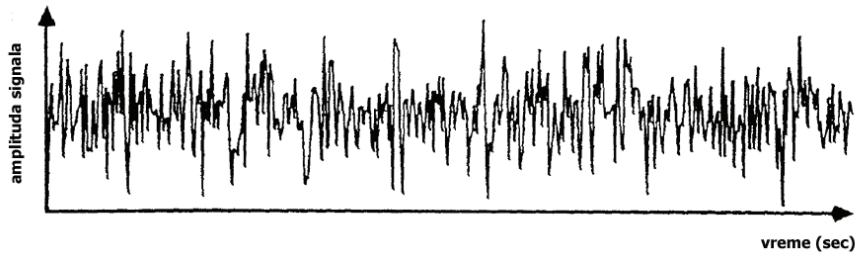
Kod nestacionarnih signala frekvencijske komponente se menjaju tokom vremena trajanja signala. Primer takvog signala je zvuk pirotehničke naprave.



(a) periodički signal



(b) tranzijentni signal



(c) stacionarni signal



(d) nestacionarni signal

**Slika 3.10.** Osnovni tipovi signala

U slučaju vibracija koje se javljaju kod traktora, radi se o slučajnim stacionarnim signalima.

## 4. VIBRACIJE I LJUDSKO TELO

Čovek je svakodnevno izložen vibracijama koje se mogu podeliti u tri kategorije: (Cvetković i Prašćević, 2005)

- Samopobudne vibracije koje dolaze od pokreta koji su deo čovekovog svakodnevnog života (pešačenje, trčanje, sportska ili rekreativna aktivnost),
- Prinudne vibracije pri psihofiziološkom angažovanju kojima je čovek izložen u funkciji operatora kao aktivan činilac u sistemu čovek - mašina (vozač, pilot, radnik sa vibroalatom, traktorista...)
- Prinudne vibracije bez psihofiziološkog angažovanja kojima je čovek izložen bez svoje volje (putnik u prevoznom sredstvu, radnik u kancelariji, stanu...)

Vibracije koje dejstvuju na ljude, u zavisnosti da li deluju lokalno ili opšte, bez obzira na izvor vibracija, mogu se podeliti u dve grupe:

- vibracije celog tela (*eng. whole body vibration - WBV*)
- vibracije šaka – ruka (*eng. hand-arm vibration – HAV*)

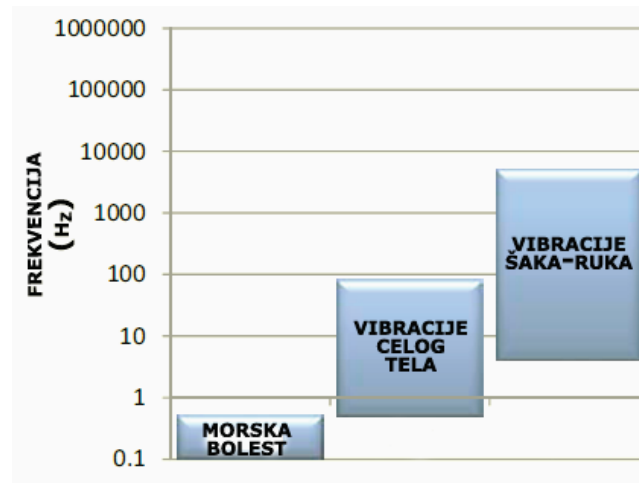
Vibracije celog tela se često u literaturi nazivaju i opšte, a vibracije šaka – ruka, lokalne ili segmentne vibracije. Dejstvo ovih dveju vrsta vibracija je i po prirodi i po zdravstvenim efektima na čoveka, potpuno različito i zato se odvojeno i proučavaju. Pojedini autori u klasifikaciji ljudskog odgovora na delovanje vibracija, daju još i morsku bolest ili mučninu u toku vožnje (*eng. motion sickness*).

U pogledu uticaja na ljudsko telo, merodavni frekventni opseg za vibracije celog tela je 0,5 do 80Hz, dok je za vibracije šaka – ruka relevantni frekventni opseg je od 5 do 1500Hz<sup>12</sup> (slika 4.1.). Vibracije pri frekvencijama manjim od 1Hz (naročito od 0,1 do 0,5Hz), javljaju se u više oblika prilikom vožnje i izazivaju posledice kao što je mučnina pri vožnji. Reakcije ljudi na vibracije čija je frekvencija niža od 1Hz su veoma različite i zavise od brojnih spoljnih faktora, koji nemaju veze sa kretanjem, kao što su starost, pol, aktivnost itd. (Cvetković i Prašćević, 2008).

Prema Evropskoj Direktivi o vibracijama (European Parliament and the Council of the European Union, 2002) i prema našem Pravilniku o vibracijama (Službeni glasnik RS 93/2011, 2011), pod vibracijama celog tela podrazumevaju se mehaničke vibracije koje, kada se prenose na celo telo, predstavljaju rizik za bezbednost i zdravlje zaposlenog, a naročito kada postoji rizik od nastanka bolesti donjeg dela leđa i povrede kičme zaposlenog.

---

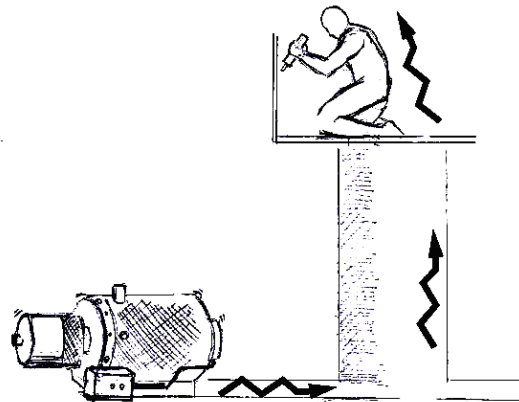
<sup>12</sup> U literaturi se mogu naći i nešto uži merodavni opseg od 6,3 do 1000Hz ili 1250Hz



Slika 4.1. Merodavni frekventni opsezi za različite izloženosti ljudskog tela vibracijama

U pitanju su vibracije, koje se od izvora vibracija, prenose do celog tela primaoca preko donjeg dela leđa, u slučaju sedećeg radnog položaja ili preko stopala u slučaju rada koji se izvodi stojeći<sup>13</sup>. Ove vibracije su, po pravilu, visokih intenziteta ubrzanja i javljaju se pri terenskim radovima koji uključuju korišćenje teških alata, vozila i mašina. Najveći broj radnika izložen je dejstvu vibracija u građevinarstvu, rudarstvu, poljoprivredi i teškoj industriji, a najugroženiji su vozači i operateri teške mehanizacije u ovim delatnostima.

Iako se ponekad čini da čovek nije izložen dejstvu vibracija (jer nije direktno u sprezi sa izvorom vibracija), uticaj vibracija može biti jednak kao pri direktnom izlaganju (slika 4.2.). Poremećaji zdravlja se javljaju postepeno, obično posle nekoliko godina rada, na radnim mestima gde su radnici konstantno izloženi ovim vibracijama.



Slika 4.2. Vibracije celog tela preko posrednog elementa (Government of Alberta, 2010).

<sup>13</sup>Pri nekim profesionalnim aktivnostima (npr. radu sa pneumatskim čekićem ili bušilicom) pored vibracija celog tela zbog vibriranja (podrhtavanja) tla, izražen je i uticaj lokalnih vibracija koje deluju na ruke radnika.



Sa druge strane, prema istoj Direktivi o vibracijama inašem Pravilniku o vibracijama, pod vibracijama šaka-ruka podrazumevaju se mehaničke vibracije koje, kada se prenesu na sistem šaka-ruka, predstavljaju rizik za bezbednost i zdravlje zaposlenog, a naročito od nastanka vaskularnih, koštanih, neuroloških ili mišićnih poremećaja. Vibracijama šaka-ruka naročito su izloženi radnici koji upotrebljavaju ručne alate kao što su pneumatski čekići, vibracijski nabijači, drobilice, udarne bušilice, lančane testere itd.

Prema istraživanju Evropske agencije za bezbednost i zdravlje na radu, svaki treći radnik u Evropi izložen je nekoj vrsti vibracija, bilo od alata, mašina ili vozila, pri čemu je preko 10% svih radnika vibracijama izloženo puno radno vreme. Na nivou cele Evropske Unije, preko 25% radnika je izloženo dejstvu vibracija najmanje četvrtinu radnog vremena, pri čemu, najveću izloženost radnika vibracijama, od zemalja EU, imaju Mađarska, Estonija, Portugal, Letonija, Litvanija i Poljska (u svima je preko 30% radnika izloženo vibracijama minimalno četvrtinu svog radnog vremena). Isto istraživanje ukazuje da je najmanji procenat radnika izložen dejstvu vibracija, najmanje četvrtinu radnog vremena, u Holandiji, Švedskoj, Danskoj i Velikoj Britaniji (ispod 15% radnika). Najveća izloženost radnika vibracijama, u Evropskoj Uniji, je u sektoru građevinarstva, gde je čak 63% radnika izloženo vibracijama, u rudarstvu i teškoj industriji 44%, poljoprivredi i ribarstvu 38%, transportu 23% itd. Svi ovi sektori podrazumevaju konstantno korišćenje teških mašina koje su i najveći generatori vibracija (European Agency for safety and health at work, 2008).

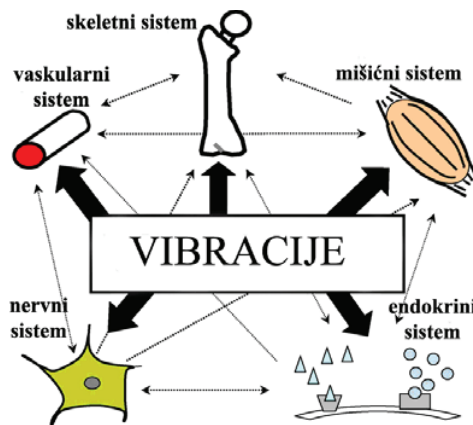
Prema podacima Biroa za statistiku rada Sjedinjenih Američkih Država iz 2003.godine, samo u sektoru građevinarstva u SAD, blizu 540.000 operatera i rukovaoca građevinskom mehanizacijom je bilo izloženo vibracijama celog tela (u ovaj broj nisu ušli radnici iz pratećih službi kao što su npr.mehaničari) (U.S.Bureau of Labor Statistics, 2002). Vibracije celog tela su jedan od najčešćih profesionalnih rizika u Velikoj Britaniji gde je oko 10 miliona ljudi, svakodnevno, izloženo, ovim vibracijama, uključujući i 370.000 radnika koji su izloženi nivoima vibracija celog tela iznad zakonski dozvoljenih vrednosti. Od toga se kod 444.000 muškaraca i 95.000 žena, oboljenje donjeg dela kičme dovodi se u vezu sa izlaganjima vibracijama celog tela na poslu(Palmer i os., 2000).

Procene govore da je u Evropi, Kanadi i SAD oko 7% svih radnika, konstantno, izloženo negativnom dejstvu vibracija celog tela, a 2% vibracijama šaka - ruka pa se vibracije, uopšte mogu smatrati jednim od najčešćih profesionalnih rizika (Bovenzi i Hulshof, 1998).

Prema zvaničnim podacima australijske vladine agencije Safework Australia, u periodu od 2000. do 2008.godine bilo je oko 400 tužbi po godini, od strane radnika, a u vezi sa vibracijama koje deluju na telo radnika. Kao rezultat ovih tužbi, radnicima je u tom

osmogodišnjem periodu, na ime odštete isplaćeno oko 61 milion dolara (Safework Australia, 2009).

Posle dužeg i konstantnog izlaganja vibracijama, doći će do niza funkcionalnih poremećaja i organskih promena na tkivima raznih organa i sistema u organizmu (Cvetković i Prašević, 2008). Iako su oštećenja najizrazitija na samom mestu delovanja vibracija, one ne utiču na poremećaj samo jednog organa u telu već su odgovorne za poremećaje čitavih fizioloških sistema (kao npr. skeletnog, mišićnog, endokrinog, nervnog ili vaskularnog). (slika 4.3.).



Slika 4.3. Uticaj vibracija na fiziološke sisteme (Cvetanović i os., 2014)

Čak i poremećaj samo jednog sistema može izazvati sekundarne poremećaje između sistema.

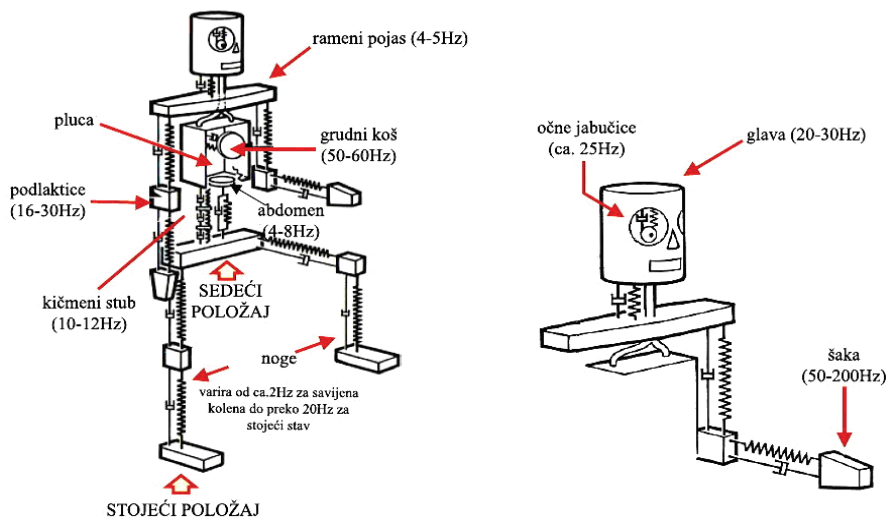
Uopšteno govoreći, poremećaji koji se javljaju u ljudskom telu, pod dejstvom vibracija, zavise od mnogobrojnih faktora. Većina autora polazi od uticaja fizičkih karakteristika vibracija (frekvencija, intenzitet ubrzanja vibracija, pravac i smer oscilovanja), od dužine izloženosti, mesta neposrednog kontakta i prenošenja kroz tkivo (pravac širenja vibracija) kao i mogućnostima gušenja vibracija u različitim tkivima<sup>14</sup>. Najefikasniji prigušivač vibracija u ljudskom organizmu su zglobne šupljine. Izvestan prigušujući i preventivni efekat imaju i vazdušne i tečne mase u zglobovima. Tkiva organizma guše samo vibracije visokih frekvencija, dok se vibracije niskih frekvencija prostiru do udaljenih mesta (Cvetković i Prašević, 2008). Na ozbiljnost oštećenja zdravlja, pod dejstvom vibracija, ima i položaj čoveka (sedeci, ležeći, stojeći), uslovi okruženja (buka, aerozagađenje, mikro i makro klima, temperatura, osvetljenje i dr.), a u velikoj meri i individualne karakteristike organizma, starost

<sup>14</sup>Dugo se smatralo da koštano tkivo najbolje provodi vibracije. Danas se, sa sigurnošću, može reći da svako tkivo može biti dobar provodnik vibracija što je E. Ts. Andreeva- Galanina utvrdila još 1947.g., dokazavši da se vibracije prostiru po čitavom telu, a preko ruku i nogu mogu dopreti sve do kičmenog stuba.

i pol. Promene, u zavisnosti od intenziteta i vremena izloženosti, mogu biti reverzibilne ili preći u trajna oštećenja zdravlja.

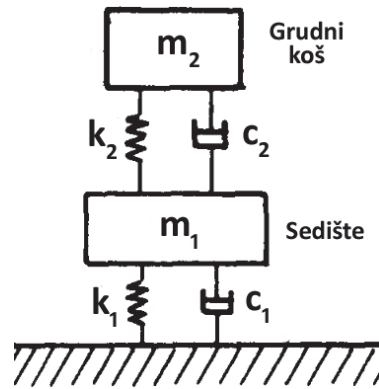
Mnogi biomehanički modeli ljudskog tela razvijeni su sa ciljem da se pomogne u razumevanju dejstva vibracija na telo čoveka. Čovekovo telo predstavlja izuzetno složen mehanički sistem, sastavljen od velikog broja elemenata, sa značajnim individualnim razlikama. Procena mehaničke identifikacije takvog sistema je dosta teška i sva istraživanja na čoveku su vrlo kompleksna.

Polazeći od fizičkog aspekta, moguće je na nižim frekvencijama i manjim pobudnim silama, ljudsko telo, kao vrlo složen sistem sa beskonačnim brojem stepeni slobode, aproksimirati mehaničkim modelom (slika 4.4.) sa konačnim brojem stepeni slobode. Takvim aproksimacijama mogu se prihvatiti frekvencije vertikalnog oscilovanja pojedinih delova ljudskog tela, na primer: glava 20-30Hz, ramena 4÷5Hz, grudni koš 50-60Hz, kičmeni stub 10÷12Hz, abdomen 4÷8Hz, ruke 5÷10Hz, podlaktice 16-30Hz, šake 50÷200Hz, očne jabučice oko 25 Hz itd. (<sup>a</sup>Bruel & Kjaer,1998).



**Slika 4.4.** Biomehantički model ljudskog tela  
(<sup>a</sup>Bruel & Kjaer,1998).

Na osnovu parametara ljudskog tela, kao što su prigušenje i elastičnost (krutost) pojedinih organa, može se formirati mehanički model sedišta i operatora. Radi se o sistemu sa dva stepena slobode (slika 4.5.). Prigušenje i krutost svih organa, između karlice i grudnog koša, mogu se, u modelu, zameniti jednom oprugom krutosti  $c_2$  i amortizerom prigušenja  $k_2$  (Prasad i os.,1995.). U modelu  $c_1$  i  $k_1$  su krutost i prigušenje sedišta vozila.



Slika 4.5. Mehanički model sedišta i vozača (Prasad i os., 1995).

S obzirom da je težnja da ljudsko telo uopšte ne primi vibracije vozila (ili primi minimalnu količinu), ubacivanjem još jednog vibroizolacionog sistema između sedišta i samog vozača, izloženost čoveka vibracijama se osetno smanjuje.

Vibracije koje deluju na čoveka imaju veći uticaj na telo ukoliko se pobudna frekvencija poklopi sa nekom od sopstvenih frekvencija ljudskog tela. Rezonansa nastaje pri podudarnosti frekvencije delujućih vibracija sa frekvencijom tkiva određenog organa čoveka. U takvim slučajevima čak i vibracije sa relativno malom amplitudom mogu dovesti do velikih premeštanja u unutrašnjim organima (Cvetković i Prašćević, 2008).

Trajanje izlaganja vibracijama veoma je važno za efekte delovanja. Efekte dejstva vibracija koje deluju tokom nekog vremenskog perioda mnogo je teže definisati nego trenutna oštećenja nastala usled šok opterećenja<sup>15</sup>. Najčešće sile koje uzrokuju vibracije, ne deluju iznenadno već tokom izvesnog vremenskog perioda. Kada se dejstvo vibracija na telo ponavlja u dužem vremenskom periodu, javljaju se kratkoročni ili dugoročni efekti po zdravlje. Kratkoročni efekti su reverzibilnog karaktera i gube se posle perioda prestanka delovanja, dok su dugoročni efekti hroničnog karaktera i zahtevaju ozbiljan medicinski tretman.

Sa aspekta mogućeg poklapanja sa frekvencijama oscilovanja većine delova ljudskog tela i pojavu rezonanse, značajne su niskofrekventne vibracije traktora frekvencija od 1Hz do 50Hz (vibracije kabine, točka upravljača, podužne vibracije traktora, rezonanca točkova i dr.) (Petrović i os., 2005). Fokus istraživanja štetnog dejstva vibracija je na telu vozača jer su praktična merenja pokazala da lokalne vibracije točka upravljača nemaju efekat na šake i ruke vozača i rizik po zdravlje (Mačvanin i os., 2013).

<sup>15</sup>Šok opterećenje izazivaju neperiodične sile dejstvom tokom veoma kratkog vremenskog perioda (npr. udaranje vozila u neku prepreku ili naglo upadanje u rupu)

## **4.1. PREGLED MOGUĆIH NEGATIVNIH EFEKATA DEJSTVA VIBRACIJA NA ZDRAVLJE VOZAČA TRAKTORA**

Pri svakodnevnom, ali kratkotrajnom delovanju vibracija, nepovoljnih frekvencija i amplituda, u ljudskom telu dolazi do nelagodnosti kao što su nedostatak daha, mučnina, razdražljivost, gubitak ravnoteže (vrtoglavica) itd. Ponekad, u zavisnosti od frekvencije i pravca delovanja vibracija, mesta kontakta sa telom i trajanja izloženosti vibracijama, može doći i do poremećaja sna i upornih glavobolja<sup>16</sup>. Glavobolje, vrtoglavica i zamor očiju javljaju se kada dejstvuju vibracije frekvencija 10-20Hz, dok se bol u grudima i abdomenu javlja pri frekvencijama 4-10Hz (Griffin,1990).

Vibracije mogu svojim delovanjem da otežaju i usvajanje informacija od strane čoveka (npr. putem očiju), slanje informacija (npr. preko pokreta ruku ili nogu) ili složene procese koji povezuju ulazne i izlazne informacije (npr. učenje, pamćenje, donošenje odluka...). Najveći uticaj vibracija, koje deluju na telo čoveka, je kod usvajanja informacija (uglavnom vid) i kod izlaznih procesa (uglavnom kontinualna kontrola rukama). Na jednostavne zadatke (npr. vreme za prostu reakciju) vibracije ne utiču (Griffin, 1990).

Vibracije izazivaju pasivni veštački pokret ljudskog tela. Kontrola motorike, koja nedostaje tokom dejstva vibracija na telo, je najizraženija promena normalnih psihičkih funkcija neuromišićnog sistema. Vibracije izazivaju, ubrzanjem uzrokovanu, naizmeničnu aktivnost površinskih mišića leđa vozača, tako da je potrebna kontrakcija mišića da bi položaj ostao nepromenjen. Vreme aktivnosti mišića zavisi od frekvencije i veličine ubrzanja. Podaci ukazuju da do povećanog opterećenja kičme vozača može doći usled smanjene stabilizacije kičme pri frekvencijama od 6,5 do 8 Hz i tokom početne faze iznenadnog pomeranja nagore. Zamor leđnih mišića tokom izloženosti vibracijama obično premašuje zamor koji se javlja u slučaju normalnog položaja pri sedenju bez vibracija tela. Refleksi tetiva se mogu umanjiti ili privremeno nestati tokom izloženosti tela vibracijama pri frekvencijama iznad 10Hz (Griffin, 1998). Svi ovi efekti smatraju se kratkotrajnim jer nestaju posle odmora vozača. Mnogo su opasniji dugoročni efekti po zdravlje od dejstva vibracija. Do njih dolazi pri dugotrajnoj i konstantnoj izloženosti tela visokim vrednostima ubrzanja vibracija. Ove promene su, po pravilu, trajnog (hroničnog) karaktera.

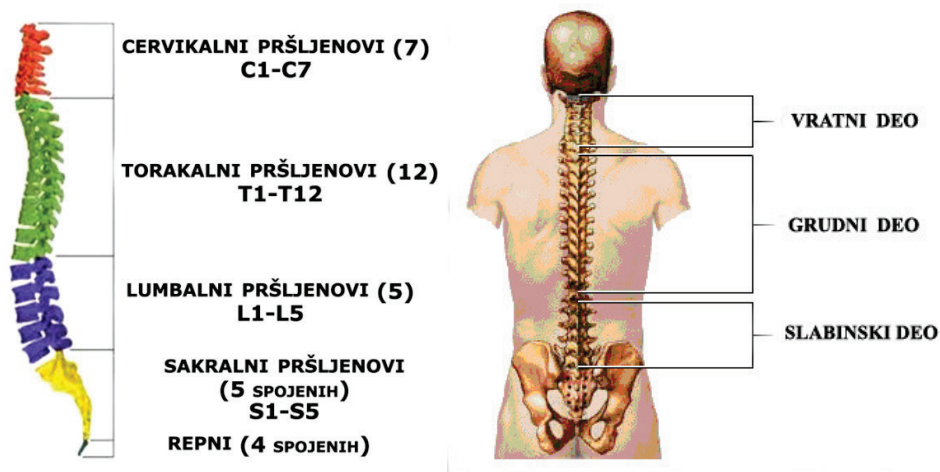
Na prvom mestu po zastupljenosti nalaze se bolesti mišićno-koštanog sistema i vezivnog tkiva. Najčešće oboljenje mišićno-koštanog sistema jeste dorzalgija tj. bol u leđima, duž

---

<sup>16</sup>Treba naglasiti da ovi simptomi nisu karakteristični samo za vozače poljoprivrednih traktora već i za čitav dijapazon zanimanja, uglavnom vezanih za upravljanje teškim vozilima i opremom. Većina ovih promena nisu trajnog karaktera i, uglavnom, nestaju nakon prekida izlaganja vibracijama.

kičmenog stuba i u proseku se javlja kod svakog petog vozača traktora. Dorzalgija može biti ograničena jedno ili više područje leđa–kičme (slika 4.6.) (Cvetanović i Jovanović, 2013). S obzirom na deo leđa u kojem se bol javlja mogu se razmatrati sledeća hronična oboljenja:

- bol u vratnom (cervikalnom) delu kičme (sedam pršljenova od C1 do C7), koji se naročito javlja pri konstantnom izlaganju vibracijama frekvencije 20 do 30Hz,
- bol u grudnom (torakalnom) delu kičme (dvanaest pršljenova od T1 do T12) gde je kritična frekvencija od 5 do 10Hz,
- bol u slabinskom (lumbalnom) delu kičme (pet pršljenova od L1 do L5), gde je osetljivost naročita na frekvencije u opsegu od 4 do 8Hz.



Slika 4.6. Delovi kičmenog stuba ugroženi dejstvom vibracija (Cvetanović i Jovanović, 2013).

Nesumnjivo, najčešći dugoročni štetni efekat vibracija na telo vozača traktora je lumbalgija ili poremećaj i bol slabinskog dela kičme (u engleskom jeziku se umesto termina *lumbalgia* mnogo češće koristi termin *low back pain*), a često i oboljenje vratnog dela kičme tzv. cervikalna spondiloza (*eng. cervical spondylosis*) (slika 4.7.).



Slika 4.7. Bol u lumbalnom i cervikalnom delu kičme (Dupuis i Zerlett, 1987).

Bol, koja se javlja u donjem delu leđa, oseti tokom svog života čak 60% do 80% ljudi, a među vozačima traktora, lumbalgija je prisutna kod oko 40% vozača (Dupuis i Zerlett, 1987).

Ukoliko se bolovi u kičmi zdravstveno ne tretiraju ili se ne tretiraju na pravi način, kao posledica dolazi do težih oštećenja, a to je diskus hernija (*eng. spinal disc herniation*). To je izmeštanja centralnog dela diska, pri čemu dolazi do ispupčavanja spoljnog prstenastog dela i pritiskanja nervnog korena, izazivajući upalu nerva, smanjenu provodljivost impulsa, pa samim tim i slabiji rad organa koji taj nerv inerviše. Može se javiti u bilo kom međupršljenskom disku, ali se najčešće javlja u lumbalnom i vratnom nivou kičmenog stuba.

U naučnim studijama je primećen podatak o češćim odlascima u invalidsku penziju i dugotrajnim bolovanjima usled oštećenja diskusa među rukovaocima kranova, vozačima traktora i pilotima helikoptera. Ipak, zbog visoke prisutnosti ovakvih poremećaja kičme i kod populacije koja nije izložena vibracijama, ne može se, sa potpunom sigurnošću, tvrditi da su samo vibracije bile uzrok ovih poremećaja zdravlja kod osoba koje su izložene vibracijama. Drugim rečima vibracije nisu jedini, ali su značajan uzrok ovom oboljenju.

Treba, naglasiti da se funkcija kičme, menja kako starenjem, tako i bolestima i povredama. Zato, pri proučavanju uticaja vibracija na telo, treba obratiti pažnju i na ove faktore, naročito na starost obolelih.

Od ostalih oštećenja treba istaći da dugotrajno dejstvo vibracija, velikih amplituda, može izazvati propadanje kvaliteta mišićnog tkiva, kao i promene na tetivama, sa mogućim cepanjem i pucanjem tetiva na mestu pripoja na kosti.

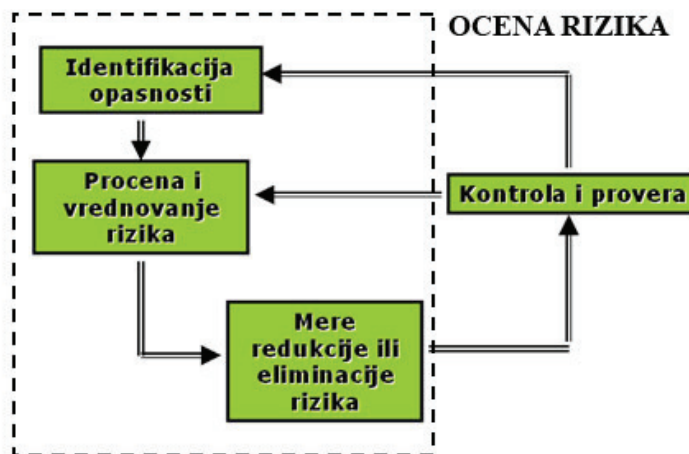
Promene u kardiovaskularnom, respiratornom i endokrinom sistemu (npr. ubrzanje rada srca, krvni pritisak i potrošnja kiseonika), koje traju tokom izloženosti vibracijama, mogu da se uporede sa promenama tokom umerenog fizičkog rada, čak i pri relativno visokim nivoima vibracija. Potpuno je jasno da posledice dejstva zavise i od opšteg zdravstvenog stanja, starosti i pola radnika.

Važno je ukazati i na moguća oboljenja digestivnog sistema, odnosno bolesti organa za varenje, pri čemu je zbog pojave rezonanse, kritična frekvencija vibracija između 4 i 5Hz, dok jake vibracije celog tela sa frekvencijama višim od 40Hz, mogu dovesti do oštećenja i poremećaja u centralnom nervnom sistemu (Griffin, 1990).

## 4.2. UPRAVLJANJE RIZIKOM PO ZDRAVLJE VOZAČA TRAKTORA OD DEJSTVA VIBRACIJA

Direktiva 2002/44/EC se, pored ocene izloženosti čoveka vibracijama, bavi i definisanjem sistema upravljanja vibracijama. Ovaj sistem se može podeliti na dve faze (slika 4.8.):

- **ocena rizika** po zdravlje od dejstva vibracija
- **kontrola rizika** po zdravlje od dejstva vibracija



Slika 4.8. Proces upravljanja rizikom

### 4.2.1. Ocena rizika

Ocena rizika je proces sistematskog prikupljanja i evidentiranja svih relevantnih informacija vezanih za dejstvo vibracija na čoveka, kao i procenjivanje i vrednovanje rizika tog dejstva na zdravlje čoveka u procesu rada. Ocena podrazumeva i aktivnosti na sprečavanju, smanjenju ili potpunom otklanjanju rizika od vibracija na radnom mestu i u radnoj okolini<sup>17</sup>.

- **Prikupljanje informacija i identifikacija rizika od vibracija**

Početak svakog procesa ocene rizika je prikupljanje realnih informacija o radnom mestu i prepoznavanje opasnosti i štetnosti.

Najmerodavnija informacija o štetnosti vibracija na vozača traktora dobija se odgovarajućim merenjima tokom radnih aktivnosti.

- **Procena i vrednovanje rizika**

Univerzalna ili konkretna metoda za procenu rizika nije propisana zakonskom ili normativnom regulativom. Praktično od licencirane ustanove i samog procenjivača rizika

<sup>17</sup>Preduzimanje aktivnosti za smanjenje rizika čini se u samo u slučaju da procena ukaže na povećani rizik



zavisi koja će metoda procene rizika biti izabrana. Ipak, primena nedovoljno poznatih ili neproverenih metoda procene ili, još gore, improvizacija procene rizika uzrokuje ozbiljne greške u mnogim segmentima procene, sa mogućim ozbiljnim posledicama po zdravlje i bezbednost zaposlenih.

Uobičajene procene rizika po zdravlje odnose se na odgovarajuće radno mesto, pri čemu se vrednuju sve opasnosti i štetnosti do kojih može doći u tom radnom procesu. Da bi se naglasila samo jedna fizička štetnost – vibracije, izabrana je matrična metoda 3x3 i pomoću nje izvršena procena rizika po zdravlje vozača samo od vibracija koje deluju tokom obavljanja poljoprivrednih operacija. Pri tome je potrebno voditi računa da rizik kojem je vozač izložen, zavisi od intenziteta ubrzanja vibracija i frekvencija vibracija, kao i od trajanja izloženosti – dužine ekspozicije. Važno je znati da osećaj pojedinca pri izlaganju vibracijama (subjektivni osećaj), zavisi od zdravstvenog stanja i vrste radne aktivnosti koja se izvodi. Razumevanje načina na koji su vozači izloženi vibracijama pomoći će usvajanju metoda za smanjenje ili potpuno eliminisanje vibracija.

Matrična metoda, rizik (R) izražava kao proizvod verovatnoće nastanka povrede na radu, oštećenja zdravlja i oboljenja u vezi sa radom (V) i posledica težine povrede, oštećenja zdravlja i oboljenja u vezi sa radom (T):

$$R = V \cdot T \quad (4.1.)$$

Kada je u pitanju vozač poljoprivrednog traktora, a na osnovu dostupnih istraživanja i merenja na starijim traktorima, procenjuje se srednja verovatnoća nastajanja oštećenja zdravlja (tabela 4.1) i srednje posledice po zdravlje vozača (tabela 4.2)

**Tabela 4.1.** Nivoi verovatnoće i njihov opis

Verovatnoća nastanka povrede na radu, oštećenja zdravlja i oboljenja u vezi sa radom (V)	Opis	
Mala verovatnoća	1	Povreda na radu, oštećenje zdravlja ili oboljenje u vezi sa radom verovatno neće nastati
Srednja verovatnoća	2	Moguće je nastajanje povreda na radu, oštećenje zdravlja ili oboljenje u vezi sa radom
Velika verovatnoća	3	Povreda na radu, oštećenje zdravlja ili oboljenje u vezi sa radom se javljaju često ili se ponavljaju

**Tabela 4.2.** Posledice težine povrede na radu oštećenja zdravlja i oboljenja u vezi sa radom

Posledica težine povrede na radu, oštećenja zdravlja i oboljenja u vezi sa radom (T)	Opis	
Male posledice	1	Posledice težine povrede na radu, oštećenja zdravlja ili oboljenja u vezi sa radom zahteva samo mere prve pomoći
Srednje posledice	2	Posledice težine povrede na radu, oštećenja zdravlja ili oboljenja u vezi sa radom zahteva medicinsku pomoć, oboljenje izaziva privremenu nesposobnost ili invalidnost
Velike posledice	3	Posledice težine povrede na radu, oštećenja zdravlja ili oboljenja u vezi sa su teške povrede i profesionalne bolesti

Nakon usvajanja brojnih vrednosti iz tabela 4.1. i 4.2., može se sračunati rizik. U slučaju vozača poljoprivrednog traktora klasifikovan je srednji rizik od dejstva vibracija koje se prenose na telo vozača (tabela 4.3.).

**Tabela 4.3.** Matrični model procene rizika

Posledica težine povrede na radu, oštećenja zdravlja i oboljenja u vezi sa radom (T)		Verovatnoća nastanka povrede na radu, oštećenja zdravlja i oboljenja u vezi sa radom (V)		
		Mala	Srednja	Velika
		1	2	3
Male posledice	1	Zanemarljivo mali rizik (1)	Vrlo mali rizik (2)	Mali rizik (3)
Srednje posledice	2	Vrlo mali rizik (2)	<b>Srednji rizik (4)</b>	Veliki rizik (6)
Velike posledice	3	Mali rizik (3)	Veliki rizik (6)	Vrlo veliki rizik (9)

Klasifikovani srednji rizik ima karakter **povećanog rizika** tj. rizik za koji postoji opravdana pretpostavka da može izazvati oboljenja u vezi sa radom i uzrokovati kršenje zakonskih obaveza (tabela 4.4).

**Tabela 4.4.** Klasifikacija i karakterizacija rizika

Rizik (R)	Klasifikacija rizika	Karakterizacija rizika
1	Zanemarljivo mali rizik	Prihvatljiv rizik
2	Vrlo mali rizik	
3	Mali rizik	
4	Srednji rizik	Povećani rizik
6	Veliki rizik	Neprihvatljiv rizik
9	Vrlo veliki rizik	

- **Aktivnosti na eliminisanju ili smanjivanju rizika**

Nakon utvrđivanja postojanja povećanog (ili neprihvatljivog) rizika po zdravlje, neophodno je preduzeti odgovarajuće aktivnosti kako bi se eliminisali ili smanjili nivoi vibracija do granica preporučenih ograničenja. Kako je Pravilnikom o vibracijama predviđeno, poslodavac je obavezan primeniti tehnološke i organizacione korektivne mere, uvek kada su premašene granične vrednosti izloženosti. Veliku ulogu u tom procesu igra razumevanje radnih procesa koji uzrokuju vibracije tj. prepoznavanje načina na koji su radnici izloženi vibracijama. Prilikom preduzimanja korektivnih mera treba postaviti realno dostižne ciljeve, odrediti prioritete, osmisliti program delovanja i odrediti zaduženja.

#### **4.2.2. Kontrola rizika**

Mere za redukciju ili potpuno otklanjanje vibracija koje deluju na telo, moraju se povremeno kontrolisati, kako bi se proverila njihova relevantnost i efikasnost. Novu procenu rizika i proveru efikasnosti zaštitnih mera, potrebno je izvršiti svaki put kada se na radnom mestu uvedu promene koje mogu uticati na nivo izloženosti, kao što su uvođenje novih mašina, vozila ili alata u radni proces, promena samog radnog procesa ili metoda rada, kao i promene u broju radnih sati, provedenih u radu sa vibracijskom opremom itd. Rizik se mora ponovo proceniti u slučaju kada postoje dokazi da dotadašnje mere nisu efikasne (proizašle npr. iz rezultata zdravstvenog nadzora).

Procenu rizika poželjno je preispitati u pravilnim vremenskim razmacima, čak i kada se čini da se ništa nije promenilo.

### **4.3. MERENJE I VREDNOVANJE DEJSTVA VIBRACIJA NA TELO ČOVEKA**

Do početka 21.veka, usled nedostatka kvalitetnih instrumenata za merenje parametara vibracija (najčešće njihovog ubrzanja), korišćene su različite metode za ocenu dejstva vibracija na stanje mašina ili zdravlje čoveka.

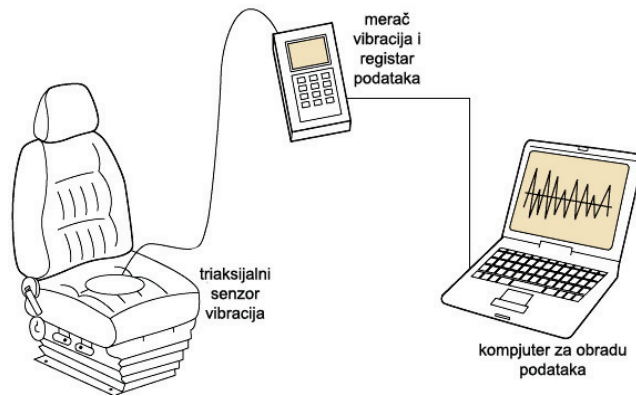
Kao jedan od parametara za ocenjivanje, korišćeni su podaci o emisijama vibracija koji proizvode mašine ili uređaji, a koji bi trebalo da se nalaze u uputstvima priloženim uz mašinu ili uređaj. Evropska Direktiva o mašinama (Directive 98/37/EC) definiše osnovne zdravstvene i sigurnosne zahteve za mašine koje se isporučuju na tržište Evropske Unije, uključujući i zahteve koji se tiču vibracija. Između ostalog ova direktiva proizvođačima, uvoznici i dobavljačima mašina nameće obavezu davanja podataka o emisijama vibracija koje se prenose na telo. Veličine emisija vibracija obično su dobijene izvođenjem odgovarajućih testova, standardizovanih na nivou Evrope, a koje su osmislila odgovarajuća međunarodna tela za standardizaciju. Ipak, ovi standardizovani postupci testiranja, trenutno su primenjivi na svega nekoliko mašina.

Usavršavanje instrumenata za merenje intenziteta vibracija dovelo je do mnogo kvalitetnijeg vrednovanja nivoa izloženosti ljudi vibracijama, ne samo u profesionalnim uslovima.

Postupkom merenja potrebno je dobiti vrednosti koje prikazuju prosečni intenzitet vibracija tokom celokupne upotrebe određenog alata, mašine ili vozila ili tokom obavljanja određenog radnog procesa. Zato je važno odabrati takve radne uslove i takva vremenska razdoblja merenja, koji se omogućiti postizanje ovog cilja. U slučaju merenja nivoa izloženosti tela čoveka vibracijama, radi dobijanja što objektivnijih rezultata, preporučuje se da se, u svim okolnostima kada je to praktično izvodljivo, merenja više u periodu od najmanje 20 minuta. Kada to nije moguće, onda merenje treba sprovesti u periodu od najmanje tri minuta, uz više ponavljanja kako bi ukupno vremensko razdoblje iznosilo 20 minuta. Merenja treba obaviti u toku normalnog radnog procesa i to tako da se obuhvate tipične aktivnosti za taj proces.

#### **4.3.1. Merna oprema**

U slučaju merenja veličina vibracija koje deluju na telo čoveka, postupak se obavlja odgovarajućom mernom opremom tzv. analizatorima ljudskih vibracija (*eng. Human Vibration Analyzer*). Merna oprema sastoji se od triaksijalnog senzora i merača vibracija (slika 4.9.). Kao sastavni deo celog sistema za merenje i vrednovanje, javlja se i računar, na kome će se, uz pomoć pratećeg softvera, preneti i vrednovati izmereni podaci.



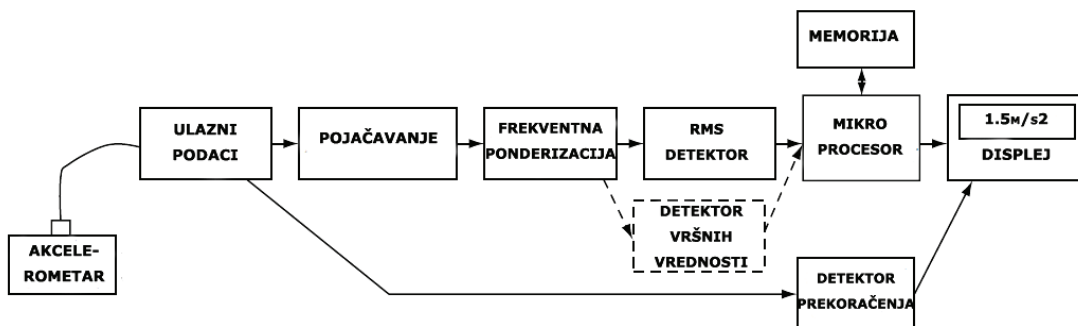
Slika 4.9. Oprema za merenje vibracija

Triaksijalni senzor vibracija (ubrzanja) je piezoelektrični senzor, osetljiv u sve tri ose i ugrađen u ravan gumeni disk (jastučić, podložak) (slika 4.10.).



Slika 4.10. Triaksijalni akcelometar u gumenoj podlošci

Akcelometar kao pretvarač, daje ubrzanje, ali se, ukoliko je potrebno, ostali parametri mogu odrediti integraljenjem. Inače merač, nakon dobijanja podataka od akcelometra vrši čitav niz radnji od pojačavanja, ponderizacije, detekcije vršnih vrednosti i sl., da bi kao rezultat tih radnji dobili odgovarajuću vrednost ubrzanja na displeju (slika 4.11.).



Slika 4.11. Proces merenja ubrzanja vibracija

Standard ISO – 2631:1997 definiše tačke merenja tj. mesta gde se postavlja senzor za merenje. On može biti postavljen na sedištu ili ređe naslonu vozila ili na podu objekta ili vozila (slika 4.12.).



Slika 4.12. Mesta postavljanja senzora na sedištu i podu vozila

#### 4.3.2. Vrednovanje nivoa izloženosti

Nakon dobijanja rezultata merenja, prelazi se na vrednovanje dobijenih veličina i poređenje sa zakonski dozvoljenim vrednostima. Procena izloženosti vibracijama može se vršiti određivanjem:

- a) nivoa dnevne izloženosti  $A(8)$
- b) vrednosti vibracijske doze VDV (*eng. vibration dose value*)

Dnevna izloženost  $A(8)$  predstavlja ekvivalentnu kontinualnu vrednost ubrzanja tokom osmočasovnog perioda. Ona predstavlja najvišuvrednost, od sračunatih parcijalnih dnevnih izloženosti za sve tri ortogonalne ose. Ove parcijalne dnevne izloženosti, u okolnostima kada se izvodi samo jedan radni zadatak, sračunavaju se na osnovu izmerenih frekvencijski ponderisanih ubrzanja utvrđenih za tri ose ( $1,4a_{wx}$ ,  $1,4a_{wy}$ ,  $a_{wz}$ ):

$$A_x(8) = 1,4 \cdot a_x \sqrt{\frac{T_{exp}}{T_0}} \quad (4.2.)$$

$$A_y(8) = 1,4 \cdot a_y \sqrt{\frac{T_{exp}}{T_0}} \quad (4.3.)$$

$$A_z(8) = 1,4 \cdot a_z \sqrt{\frac{T_{exp}}{T_0}} \quad (4.4.)$$

Pri čemu je:

- $T_{exp}$  - trajanje dnevne izloženosti vibracijama,
- $T_0$  - referentna 8-satna izloženost

Najviša, od tri sračunate vrednosti, upoređuje se sa zakonski dozvoljenim vrednostima koje ne smeju biti prekoračene u profesionalnim uslovima<sup>18</sup>.

Alternativna mera nivoa izloženosti tela vibracijama je vrednost vibracijske doze ili VDV. Ova mera predstavlja bolji pokazatelj rizika pri izloženosti vibracijama s udarima, a izražava se u  $m/s^{1.75}$ .

Evropska Direktiva i naš Pravilnik o vibracijama postavljaju granične vrednosti koje ne bi trebalo da budu prekoračene i to dnevnu graničnu vrednost izloženosti – ELV (eng. *exposure limit value*) i dnevnu akcionu vrednost izloženosti - EAV (eng. *exposure action value*).

Granične vrednosti za dnevnu izloženost, kao i granične vrednosti vibracijskih doza date su u tabeli 4.5.

Ukoliko je osoba izložena većem broju izvora vibracija (tokom radnog dana izvodi više radnih zadataka pri kojima se javljaju vibracije), nivoi parcijalnih nivoa izloženosti vibracijama računaju se za svaki pojedinačni izvor i u svakoj pojedinoj mernoj osi.

Kombinacijom vrednosti parcijalnih izloženosti dobija se ukupna dnevna izloženost A(8) u svakoj mernoj osi, a nivo dnevne izloženosti odgovara najvećoj vrednosti izmerenoj u nekoj od mernih osa.

**Tabela 4.5.** Granične vrednosti izloženosti prema Direktivi 2002/44/EC

	Tip	Dnevna izloženost A(8) ( $m/s^2$ )	Vrednost vibracione doze VDV( $ms^{-1.75}$ )
<b>Vibracije celog tela</b>	Dnevna akciona vrednost EAV ( $m/s^2$ )	<b>0.5</b>	<b>9.1</b>
	Dnevna granična vrednost ELV ( $m/s^2$ )	<b>1.15</b>	<b>21</b>
<b>Vibracije šaka - ruka</b>	Dnevna akciona vrednost EAV ( $m/s^2$ )	<b>2.5</b>	-
	Dnevna granična vrednost ELV ( $m/s^2$ )	<b>5</b>	-

Savremeni uređaji za merenje intenziteta vibracija, pored određivanja vrednosti ubrzanja vibracija, sračunavaju vrednosti dnevne izloženosti za osmočasovno A(8), četvorčasovno

<sup>18</sup>Ukoliko su zakonske vrednosti prekoračene, štetnost po zdravlje postoji, bez obzira da li se delatnosti obavljaju samostalno ili u profesionalnim uslovima (radno mesto).

A(4) ili jednočasovno vreme izlaganja vibracijama A(1) (slika 4.13.).



Slika 4.13. Vrednovanje dnevnog nivoa izloženosti A(8) na uređaju

Bitno je naglasiti da svaki period prekida rada (izloženosti vibracijama) treba verifikovati odnosno uzeti u obzir prilikom sračunavanja.

#### 4.4. ZAKONSKA REGULATIVA VEZANA ZA DEJSTVO VIBRACIJA NA ČOVEKA U PROFESIONALNIM USLOVIMA

Pravni okvir koji se odnosi na rad u uslovima dejstva vibracija je izuzetno važan za razumevanje ove oblasti. Prvi standardi, vezani za vibracije, pojavili su se sedamdesetih godina prošlog veka, ali su najvažniji propisi uspostavljeni tek krajem prošlog i početkom ovog veka. Zakoni i standardi iz ove oblasti, podložni su stalnim promenama u skladu sa tehnološkim poboljšanjima u merenju nivoa vibracija. Većina nacionalnih (lokalnih) zakona i standarda preuzeta je iz međunarodnih propisa.

##### 4.4.1. Međunarodna zakonska regulativa

U Evropskoj Uniji zakonski okvir za sprovođenje mera vezanih za rizike po zdravlje usled dejstva vibracija predstavlja Direktiva 2002/44/EC tzv. *Evropska direktiva o vibracijama iz 2002.godine*<sup>19</sup> (European Parliament and the Council of the European Union, 2002). Direktiva uspostavlja nekoliko zahteva za zaštitu radnika od vibracija kao što su:

- sprovođenje procene rizika štetnosti od vibracija od strane poslodavaca (merenje nivoa vibracija alata, mašina i opreme),
- ograničenje vrednosti maksimalno dozvoljenih nivoa izloženosti vibracijama,
- kontrolne mere,

---

<sup>19</sup>Brojne odredbe ove direktive proizašle su iz Direktive Saveta 89/391/EEC, koja predviđa mere za podizanje nivoa bezbednosti operatera na njihovim radnim mestima.



- preporuke za zdravstveni nadzor radnika kod kojih je značajan rizik od negativnog dejstva vibracija itd.

Kao što je ranije naglašeno, Direktiva predviđa procenu nivoa izloženosti čoveka vibracijama, preko nivoa dnevne izloženosti normirane s obzirom na osmočasovno radno vreme - A(8) ili preko vrednosti vibracijske doze - VDV.

Direktiva uvodi i obaveze poslodavaca vezane za procenu rizika, mere za smanjenje i izbegavanje kritične ekspozicije i razrađuje praktičnu obuku i edukaciju operatera.

Većina članica EU je Direktivu o vibracijama direktno uvela u svoj pravni sistem još 2005.godine, dok su neke od država donele, na osnovu Direktive, svoje zakone koji su, u najvećem broju slučajeva, i povoljniji po radnika nego što to sama Direktiva određuje.

Kao značajan dokument EU, vezan za dejstvo vibracija na radnika, treba spomenuti i Direktivu 78/764/EEC iz 1978.godine, koja se bavi sedištem vozača kod poljoprivrednih i šumarskih traktora. Ova direktiva odnosi se na usklađivanje zakonodavstva država članica u odnosu na vozačko sedište za traktore na točkovima za poljoprivredu ili šumarstvo, pri čemu se odredbe ne odnose samo na uslove za postavljanje sedišta, već i na izgradnju sedišta za traktore. Ova Direktiva doživela je više prilagođenja, a poslednja je iz 1999.godine, sa oznakom 1999/57/EC. Direktiva, u cilju poboljšanja bezbedosti, određuje detalje o načinu ugradnje sedišta vozača kako bi se izbegla loša ergonomija. Značaj Direktive je u određivanju postupka ispitivanja i merenja vibracijskih ubrzanja u vožnji po normiranoj ispitnoj stazi, pri čemu se prepoznaje i uticaj težine vozača na veličine ubrzanja. Nedostatak Direktive je što vibraciju posmatra samo kao vertikalno pomeranje vozačevog sedišta (gore-dole) i ne prepoznaje vibracijska ubrzanja u horizontalnoj ravni (ravan sedišta) (Council Directive 78/764/EEC, 1978).

#### **4.4.2. Zakonska regulativa Republike Srbije**

Republika Srbija je, *Pravilnikom o preventivnim merama za bezbedan i zdrav rad pri izlaganju vibracijama*, prenela Direktivu 2002/44/EC u svoje zakonodavstvo (Službeni glasnik RS 93/2011, 2011).

Ovim pravilnikom propisuju se minimalni zahtevi koje je poslodavac dužan da ispuni u obezbeđivanju primene preventivnih mera radi otklanjanja ili smanjenja rizika od nastanka povreda ili oštećenja zdravlja zaposlenih koji nastaju ili mogu da nastanu pri izlaganju mehaničkim vibracijama. Pravilnik definiše vibracije celog tela i vibracije šaka-ruka, identično kao i Direktiva 2002/44/EC. Takođe, granične i akcione vrednosti u našem Pravilniku o vibracijama, iste su kao i vrednosti u evropskoj Direktivi. Pravilnik posvećuje

pažnju i obavezi poslodavca da zaposlenima, koji su na radnom mestu izloženi riziku usled dejstva vibracija, obezbedi informacije i osposobi ih za bezbedan i zdrav rad, uz primenu preventivnih mera.

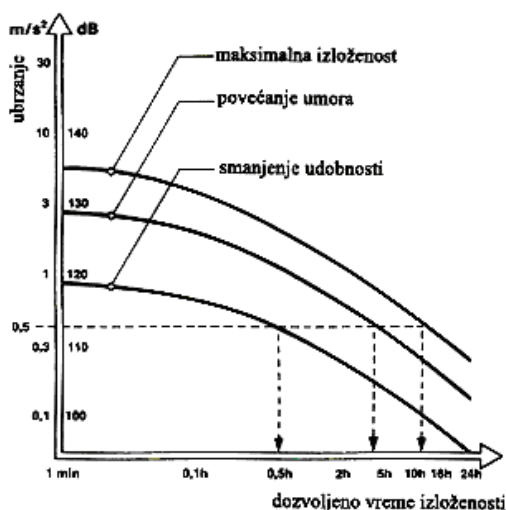
#### 4.4.3. Međunarodni standardi (ISO) i evropski standardi (EN)

Problematika vezana za dejstvo vibracija na čoveka, pokrivena je sa više međunarodnih ISO standarda.

Najznačajniji standard koji pročava vibracije koje deluju na celo telo čoveka, ISO 2631, pojavio se još sedamdesetih godina prošlog veka. Ovaj standard je, prateći nova saznanja u ovoj oblasti, doživeo dosta izmena i više ponovnih objavljivanja. Poslednja verzija je objavljena 1997.godine pod nazivom *ISO 2631-1:1997 Mehaničke vibracije i šok - Procena izloženosti celog tela čoveka vibracijama– Deo 1: Opšti zahtevi* (International Organization for Standardization, 1997).

ISO 2631-1:1997 je standard koji klasifikuje nivoe izloženosti u tri kategorije ili zone (slika 4.14):

- Maksimalna izloženost - verovatni zdravstveni rizik (*eng.exposure limit*): nivo vibracija za osmočasovnu izloženost  $A(8)=0,86\text{m/s}^2$  ili  $\text{VDV}=17\text{m/s}^{1.75}$  (u Direktivi o vibracijama to je dnevna granična vrednost)
- Povećanje umora - zona opreza, potencijalni rizik po zdravlje (*eng.fatigue-decreased proficiency boundary*): nivo vibracija za osmočasovnu izloženost  $A(8)=0,43\text{m/s}^2$  ili  $\text{VDV}=8,5\text{m/s}^{1.75}$  (u Direktivi o vibracijama to je akciona vrednost)
- Smanjena udobnost (*eng. reduced comfort boundary*) - ispod zone opreza

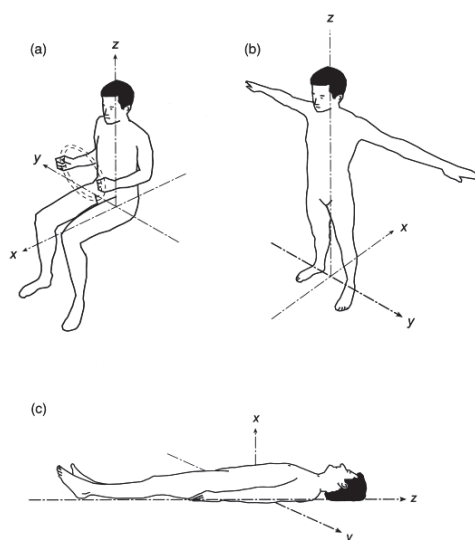


Slika 4.14. Dozvoljeno vreme izlaganja vibracijama (International Organization for Standardization, 1997).

Kako se može videti, ove vrednosti su strožije od onih koje predviđa Direktiva o vibracijama.

Ovaj standard definiše i ortogonalni koordinatni sistem za izražavanje veličina vibracija u različitim pravcima. Neophodno je da se merni senzor, pri merenju intenziteta vibracija, postavi tako da X osa bude u pravcu kretanja (napred-nazad ili grudi leđa), Y osa u pravcu levo-desno (ili rame – rame), a Z osa je vertikalna (duž leđa, od stopala do glave) i to za sve moguće radne položaje: sedeći (a), stojeći (b), ležeći (c) (slika 4.15.)

Standard ISO 2631-1:1997 daje i verovatne osećaje neugodnosti tj. doživljeni nivo komfora, u zavisnosti od dnevne izloženosti čoveka vibracijama (tabela 4.6.).



Slika 4.15. Definisane mernih osa za sve radne položaje (South, 2004)

Tabela 4.6. Verovatni osećaj nelagodnosti usled dejstva vibracija celog tela (prema ISO 2631-1:1997)

Vrednost dnevne izloženosti ( $m/s^2$ )	Doživljeni nivo komfora
Manje od 0.315	Bez neudobnosti
0.315-0.63	Mala neudobnost
0.5-1.0	Prilična neudobnost
0.8-1.6	Neudobno
1.25-2.5	Veoma neudobno
Više od 2	Izuzetno neudobno

Pored ISO 2631-1:1997, važan je i standard *ISO 2631-5:2004 Mehaničke vibracije i šok - procena izloženosti ljudi vibracijama celog tela – Deo 5: Metode za procenu vibracija koje sadrže udare* (International Organization for Standardization, 2004). Svrha ovog standarda je definisanje metoda za analiziranje efekata višestrukih udara na ljudsko zdravlje. Standard daje smernice za procenu uticaja na zdravlje lumbalnog dela kičme, vezano za dugotrajno izlaganje vibracijama celog tela sa udarima. Izdavanjem ovog standarda prvi put su direktno vibracijama celog tela pripisani određeni negativni zdravstveni efekti. Prethodni standardi su uglavnom uopšteno objašnjavali pogoršanje ljudskog zdravlja pod dejstvom vibracija.

Za proučavanje dejstva mehaničkih vibracija na vozača traktora, značajan je set međunarodnih standarda koji se odnosi na odgovarajuća testiranja i merenja vibracija na sedištu vozila. To su ISO 10326-1, ISO 5008 i ISO 5007, a oslanjaju se na Direktivu 78/764/EEC.

Standard *ISO 10326-1:1992 Mehaničke vibracije – Laboratorijski metodi za vrednovanje vibracija na sedištu vozila – Deo 1: Osnovni zahtevi*<sup>20</sup>, utvrđuje osnovne zahteve za laboratorijsko ispitivanje prenošenja vibracija preko sedišta vozila do osobe koja na njemu sedi. Ovim metodama merenja i analize omogućava se da se uporede rezultati ispitivanja iz različitih laboratorija (International Organization for Standardization, 1992).

Standard *ISO 5007:2003 Poljoprivredni traktori – Operatorovo sedište – Laboratorijska merenja vibracija*, definiše metod za merenje i vrednovanje efikasnosti sedišta vozača kod poljoprivrednih traktora, u laboratorijskim uslovima. Metod testira efektivnost sedišta u smanjenju vertikalnih vibracija koje se prostiru do rukovaoca mašine, pri čemu su frekvencije tih vibracija u rasponu od 1Hz do 20Hz. Ovaj metod se može primeniti samo za ispitivanje vibracija koje se preko sedišta prostiru do rukovaoca (nije moguće istražiti osetljivost na vibracije nogu rukovaoca koji stoji na platformi ili na kontrolnim pedalama, niti ruku na volanu) (International Organization for Standardization, 2003).

Standard *ISO 5008:2002 Poljoprivredni traktori i poljoprivredna mehanizacija – Merenje vibracija celog tela operatora*, definiše metode za merenje vrednosti vibracija celog tela kojima je izložen vozač poljoprivrednog traktora ili drugih poljoprivrednih mašina kada radi na veštačkim test stazama, pod tačno određenim uslovima (brzina vozila, dužina i kvalitet staze). Ispitivanje traktora po ovom standardu obično se izvodi kod novih vozila u cilju utvrđivanja intenziteta vibracija na sedištu i podu poljoprivrednog vozila i predviđanja

---

<sup>20</sup>Sa ovim standardom u evropskoj regulativi identičan je standard EN 30326-1:1994

njihovog ponašanja u realnim, nekontrolisanim uslovima (International Organization for Standardization, 2002).

U domenu vibracija šaka-ruka, najznačajniji je standard *ISO 5349:2001 Merenje i ocena izloženosti vibracijama preko ruku-šaka*.

Evropski Komitet za standardizaciju (CEN) objavio je niz standarda koji se bave vibracijama, njihovom uticaju na zdravlje radnika kao i načinima da se njihov štetni uticaj na zdravlje smanji.

Kao interesantan standard, sa inženjerske strane, izdvaja se standard *EN CEN/TR 15172-1-2005 Vibracije celog tela – Uputstva za smanjenje štetnosti od vibracija – Deo 1: Inženjerski metodi za dizajniranje mehanizacije*<sup>21</sup>. On obezbeđuje najbolja uputstva i metode koje se mogu koristiti za ograničavanje uticaja mehaničkih vibracija na operatere. Uputstva pružaju praktične načine kako se uticaj štetnosti vibracija celog tela, nastalih od pokretnih mašina, može redukovati dizajnom same mehanizacije.

#### **4.4.4. Standardi Republike Srbije**

Većina nacionalnih standarda su preuzeti iz međunarodnih ISO standarda ili evropskih EN standarda. Tako je i najznačajniji standard vezan za ovu problematiku, u srpsku regulativu ušao 2012.godine kao *SRPS ISO 2631-1:2012 Mehaničke vibracije i udari- Vrednovanje izlaganja ljudi vibracijama celog tela- Deo 1:Opšti zahtevi*. Kao što oznaka ukazuje, radi se o standardu ISO 2631 koji je prenešen u srpsku regulativu.

---

<sup>21</sup> Nastao na osnovu tehničkog izveštaja CEN/TR 15172-1:2005

## 5. KARAKTERISTIKE VIBRACIJA KOD TRAKTORA

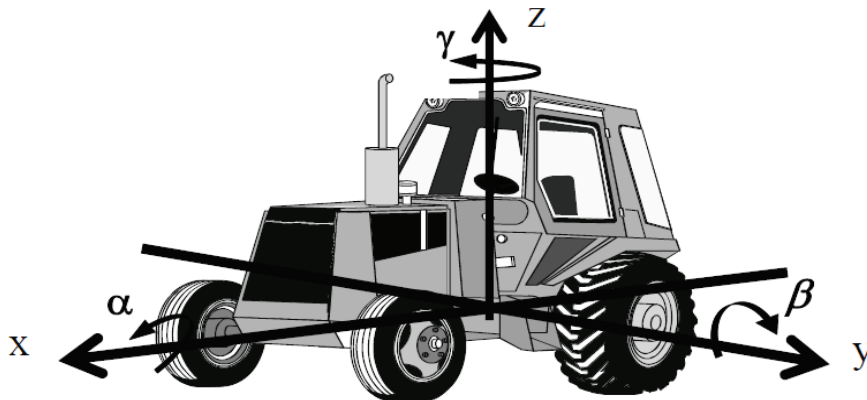
Vibraciono kretanje svakog sistema može se u potpunosti opisati kao kombinacija translacija u tri ortogonalne ose (X, Y i Z) i rotacija (oko X, Y i Z ose).

Svako vozilo, kao jedan oscilatorni sistem, u principu čine tri mase (Stefanović, 2010):

- ukupna ogibljena masa<sup>22</sup>
- masa prednje osovine sa točkovima
- masa zadnje osovine sa točkovima

To znači da, teorijski posmatrano, vozilo (traktor) može da ima 18 stepeni (sloboda) kretanja, s obzirom da bi svaka od navedenih masa imala po tri translatorsna i tri rotaciona pomeranja.

Praktično se, međutim, traktor posmatra kao celina, pa tako on ima šest stepeni slobode oscilovanja. To znači da traktor ima moguća vibraciona pomeranja u X pravcu (uzdužna pomeranja), u Y pravcu (bočna) i u Z pravcu (vertikalna), kao i ugaone vibracije  $\alpha$  oko X ose (ljudjanje, zanošenje – *eng. roll*), ugaone  $\beta$  oko Y ose (galopiranje, posrtanje – *eng. pitch*) i ugaone vibracije  $\gamma$  oko Z ose (plivanje – *eng. yaw*) (slika 5.1.).



**Slika 5.1.** Vibracije traktora u odnosuna pravougli koordinatni sistem (Petrović i os., 2005).

Kada su u pitanju glavni parametri vibracija, amplituda i frekvencija, treba naglasiti da one, kod traktora, zavise od mnogobrojnih faktora.

---

<sup>22</sup>Pod ogibljenom masom podrazumevaju se svi delovi iznad elastičnih elemenata čija težina opterećuje elastične elemente.

Spektar frekvencija vibracija na traktoru je vrlo različit i kreće se od niskih 1÷50Hz (vibracije kabine, točka upravljača, podužne vibracije traktora, rezonanca točkova i dr.), srednjih frekvencija 100÷1000Hz (vibracije transmisije, izduvnog sistema, mehanička i gasnodinamička strujanja u usisnom i izduvnom sistemu i dr.) i visokih frekvencija 1000÷5000Hz (vibracije motora prouzrokovane procesom sagorevanja). Sa aspekta negativnog dejstva na ljudsko telo, naročito su značajne vibracije frekvencija od 1Hz do 50Hz zbog mogućeg poklapanja sa frekvencijama oscilovanja većine delova ljudskog tela i pojavu rezonanse.

Kada se govori o veličini ubrzanja vibracija kod traktora, u literaturi se, kao okvirni podatak, daje podatak od  $0,2 \cdot g^{23}$  (oko  $2m/s^2$ ) u vertikalnom pravcu (Z - pravcu) i  $0,15 \cdot g$  (oko  $1,5m/s^2$ ) u bočnom i uzdužnom (X i Y), dok vršne vrednosti idu do  $2 \cdot g$  (oko  $20m/s^2$ ), pa i više (Petrović i os., 2005). Praktična merenja, međutim, pokazuju da su vrednosti ubrzanja vibracija dosta veća, naravno u zavisnosti od određenih parametara (tip traktora, poljoprivredna operacija, brzina vožnje i sl.)

## **5.1. POGONSKI AGREGAT KAO IZVOR NASTANKA VIBRACIJA**

Glavni izvor nastajanja vibracija predstavlja pogonski agregat samog traktora. Kod poljoprivrednih traktora se ugrađuju dizel motori različitih konstrukcija, namena i karakteristika, u zavisnosti od primene traktora. Rad dizel motora, kao složenog tehničkog sistema, karakterišu veoma različiti procesi: ekspanzija, kompresija, mehanički sudari, izduvavanje, usisavanje, sagorevanje, elastične deformacije, vrtloženja, hidraulični udari itd. Sve te pojave na direktan ili indirektan način utiču na različite procese nastajanja vibracija koje se prenose kroz konstrukciju traktora sve do vozača (Petrović i os.,2005).

Vibracije pogonskog agregata najčešće su izazvane dejstvom reaktivnog momenta od sile pritiska gasova ili dejstvom neuravnoteženih inercijalnih sila i neuravnoteženih momenata inercijalnih sila.

Na ustaljenim režimima rada motora SUS svi radni ciklusi se smatraju istovetnim u svim cilindrima, samo su fazno pomereni prema redosledu paljenja motora. Usled odvijanja radnih ciklusa nastaju sile pritiska gasova čije se dejstvo u vidu promenljivog obrtnog momenta saopštava kolenima kolenastog vratila. Ovi obrtni momenti, međusobno jednaki, ali fazno pomereni, se superponiraju i čine aktivni moment motora od sila pritiska gasova. Ovaj moment inicira reaktivni moment koji je, prema zakonu akcije i reakcije, u svakom trenutku

---

<sup>23</sup>  $g=9,81m/s^2$  – ubrzanje Zemljine teže

jednak po intenzitetu sa aktivnim, ali je suprotnog smera. Reaktivni moment od sila pritiska gasova je poliharmonijske prirode i izaziva prinudne vibracije motora, oko njegove uzdužne ose, koje primaju elastični elementi sistema vešanja. U proračunu se uzimaju one harmonijske komponente reaktivnog momenta koje imaju najnepovoljniji uticaj na rad motora.

Osim dejstva reaktivnog momenta od sile pritiska gasova, značajan uticaj na pojavu vibracija ima i dejstvo neuravnoteženih inercijalnih sila i neuravnoteženih momenata inercijalnih sila. Pri ravnomernom obrtanju kolenastog vratila, kretanje klipa je neravnomerno, sa izrazito promenljivim brzinama i ubrzanjima. Zbog takvog kretanja elemenata klipnog mehanizma nastaju inercijalne sile obrtnih i translatorno – oscilatornih masa. Pošto se inercijalne sile obrtnih masa mogu uvek uravnotežiti, posmatra se nadalje, samo uticaj inercijalnih sila translatorno – oscilatornih masa. Pošto momenti ovih sila deluju uvek u ravni koja sadrži ose cilindara njihovo dejstvo na pogonski agregat ispoljava će se u vidu ljuljanja oko poprečne težišne ose, upravne na ravan dejstva momenata. Na ustaljenim režimima rada motora inercijalne sile i momenti od inercijalnih sila predstavljaju periodične funkcije vremena, a njihove amplitude su proporcionalne kvadratu broja obrtaja.

## 5.2. UTICAJNI PARAMETRI NA VELIČINU NASTALIH VIBRACIJA

Najuticajni parametar, na veličinu nastalih vibracija, predstavljavaju *neravnine terena* po kojima se obavljaju radne operacije<sup>24</sup>. Istraživanja pokazuju da jedino kretanje traktora po ravnoj asfaltnoj podlozi ne proizvodi vibracije iznad zakonski dozvoljenih granica (Hostens i Ramon, 2003, Vrieling, 2007). Neravnine utiču na uvećanje intenziteta (amplitude) nastalih vibracija, tako da se veličine nastalih vibracija mogu multiplicirati u slučaju izrazito nepovoljne konfiguracije terena.

Povećanje *brzine vožnje*, po pravilu, utiče na povećanje nivoa izloženosti vozača vibracijama (Lines i os., 1995). Istraživanja vršena na traktorima veće snage (preko 100kW), ukazuju da kretanje brzinama do 15km/h, daju prihvatljive vrednosti izloženosti, ali veće brzine, naročito po neravnom terenu uvek daju vrednosti iznad zakonskog maksimuma. U slučaju traktora manjih snaga (ispod 60kW) ne postoje ovolike varijacije brzina pri obavljanju različitih poljoprivrednih operacija, pa je i uticaj ovog parametra na veličinu vibracija manji. Radne brzine, pri obavljanju većine poljoprivrednih operacija, traktorima manjih snaga, su male (5 do 10km/h) i svako ozbiljnije povećanje brzine kretanja, uticalo bi

---

<sup>24</sup>Nepovoljna konfiguracija terena, ponekad, može biti i izvor nastajanja vibracija kod traktora. Neravnine terena i kolovoza dejstvuju na točkove traktora i mogu izazivati kompleksne oscilacije njegovih agregata i strukture.



kako na kvalitet rada, tako i na bezbednost samog vozača. Jedino se prilikom transporta tereta ovim traktorima, po ravnoj podlozi, može desiti izvesno prekoračenje preporučene brzine.

Pojedina teorijska istraživanja ukazivala su i na uticaj *mase vozila* na veličinu vibracija. Prema njima vozila većih masa bi trebalo da imaju manje vrednosti parametara vibracija, u odnosu na lakša vozila (Stayner, 2003). Ipak, pri praktičnim merenjima, ta veza nije uočena.

Sa druge strane, kao mogući uticaj, u literaturi se pominje *masa vozača*. Kod vozača veće telesne mase, na istom traktoru i pri istoj radnoj operaciji, izmereni su manji nivoi izloženosti vibracijama (Huston i os., 1999).

Na kraju, evidentno je da *vrsta radne operacije* u velikoj meri utiče na veličinu vibracija. Dosadašnja istraživanja, međutim, nisu utvrdila da li je to posledica jednog ili više faktora opisanih ranije (Lines i os., 1995, Vrielink, 2007). Upoređujući najčešće poljoprivredne operacije, merodavna istraživanja ukazuju da je kultivisanje najrizičnija operacija u pogledu izloženosti vozača vibracijama (vrednosti ubrzanja pri merenju kretala su se od 1,2 do 1,49m/s<sup>2</sup>), zatim transport tereta traktorom sa prikolicom (1,05 do 1,32m/s<sup>2</sup>), oranje (0,73 do 0,89m/s<sup>2</sup>) i na kraju prskanje traktorom (0,5 do 0,74m/s<sup>2</sup>). Treba napomenuti da su merenja vršena na kvalitetnim traktorima (New Holland i JCB) i to u realnim uslovima (Scarlett, 2005). U pojedinim istraživanjima, data su merenja koja su izvršena u kontrolisanim uslovima, pa su i vrednosti ubrzanja vibracija manje. Ono što se može primetiti u pomenutim merenjima, jeste da vrsta operacija utiče na to koja će osa biti dominantna u pogledu intenziteta vibracija.

### **5.3. INTENZITET VIBRACIJA NA SEDIŠTU TRAKTORA I NIVOI IZLOŽENOSTI VOZAČA**

Važno je napraviti razliku između dužinamerenja i dužine izloženosti vibracijama. Ova vremena, po pravilu, nisu ista. Merenje treba obaviti u onolikom vremenskom periodu koliko je dovoljno da se uspostavi režim rada – vožnje koji će biti isti ili sličan u čitavom narednom periodu rada. Sa druge strane, vreme izlaganja je, u najvećem broju slučajeva, jednako radnoj smeni od 8 časova ili čak i duže. Drugim rečima, nije neophodno meriti tokom čitavog vremena izlaganja jer se smatra da su parametri, bitni za vrednovanje izloženosti, uspostavljeni već u prvih dvadesetak minuta rada. Treba naglasiti da ovo važi u slučajevima kada se radi jedna radna operacija, koja je u prvih dvadeset minuta ponovljena više puta.

Svako prekidanje radne operacije - vožnje traktora, nekim drugim radnim aktivnostima ili većim pauzama, trebalo bi da bude evidentirano kroz smanjeno vreme izloženosti.

U većini merenja intenziteta vibracija na sedištu traktora, bez obzira na vrstu radne operacije, primećuju se povećane vrednosti RMS ubrzanja, a nivoi izloženosti preko zakonskih vrednosti.

Radi dokaza prve hipoteze istraživanja, tabelarno će se prikazati nivoi izloženosti vozača za različite modele traktora. Zbog detaljnije analize, u prvoj tabeli će biti prikazani traktori starije generacije IMT i Belarus, a u drugoj savremeni traktori sa različitim izvođenjima elastičnog oslanjanja. U slučaju savremenih traktora, u tabeli se nalazi 23 merenja, a u slučaju starijih modela, 14 merenja. Posmatrane operacije su transport prikolica, oranje, prskanje i kultivisanje.

Sve veličine su vrednovane za slučaj punog radnog vremena, od osam časova.

**Tabela 5.1.** Veličine izmerenih RMS ubrzanja i nivoi izloženosti kod IMT i Belarus traktora (Prokeš, 2012, <sup>a</sup>Cvetanović i os., 2014)

Tip traktora	veliçine RMS ubrzanja za sve tri ose [m/s <sup>2</sup> ]			parcijalni dnevni nivoi izloženosti za sve tri ose [m/s <sup>2</sup> ]			dnevni nivo izloženosti [m/s <sup>2</sup> ]
	X	Y	Z	A(8) <sub>x</sub>	A(8) <sub>y</sub>	A(8) <sub>z</sub>	A(8)
IMT 533*	0.23	0.17	0.55	0.32	0.24	0.55	EAV < 0.55 < ELV
IMT 539*	6.01	7.25	5.42	8.41	10.15	5.42	10.15 > ELV
IMT 558*	3.44	2.42	3.85	4.82	3.39	3.85	4.82 > ELV
IMT 560 (1)*	1.78	1.93	2.19	2.49	2.70	2.19	2.70 > ELV
IMT 560 (2)*	1.95	1.58	4.00	2.73	2.21	4.00	4.00 > ELV
IMT 539**	4.49	0	3.83	6.29	0	3.83	6.29 > ELV
IMT 533**	3.64	3.24	5.78	5.10	4.54	5.78	5.78 > ELV
IMT 539 De luxe**	8,94	0	3,15	12.52	0	5.73	12.52 > ELV
Belarus 82*	1.90	1	2.50	2.66	1.40	2.50	2.66 > ELV
Belarus 82.1 (1)*	5.71	6.11	4.09	7.99	8.55	4.09	8.55 > ELV
Belarus 82.1 (2)*	5.64	5.56	9.83	7.90	7.78	9.83	9.83 > ELV
Belarus 82.1 (3)*	8.81	9.63	6.36	12.33	13.48	6.36	13.48 > ELV
Belarus 1025***	4.98	5.71	6.01	6.97	7.99	6.01	7.99 > ELV
Belarus T40***	3.51	4.61	4.90	4.91	6.45	4.90	6.45 > ELV

Napomena: \*vuća prikolica, \*\*oranje, \*\*\* vožnja

**Tabela 5.2.** Veličine izmerenih RMS ubrzanja i nivoi izloženosti kod traktora novije generacije (Scarlett, 2005, Vrieling, 2009)

*Napomena: Korektivni faktori za X i Y osu ( $k=1.4$ ), uključeni su u vrednosti RMS ubrzanja, pa se, u slučaju 8-časovnog radnog vremena dnevni nivoi izloženosti poklapaju sa vrednostima RMS ubrzanja i za X i Y osu*

Tip traktora	vrsta operacije	veličine RMS ubrzanja za sve tri ose [m/s <sup>2</sup> ]			parcijalni dnevni nivoi izloženosti za sve tri ose [m/s <sup>2</sup> ]			dnevni nivo izloženosti [m/s <sup>2</sup> ]
		X	Y	Z	A(8) <sub>x</sub>	A(8) <sub>y</sub>	A(8) <sub>z</sub>	A(8)
New Holland TM 165	oranje (1)	0.35	0.62	0.32	0.35	0.62	0.32	EAV < 0.62 < ELV
	oranje (2)	0.58	0.86	0.47	0.58	0.86	0.47	EAV < 0.86 < ELV
	kultivisanje	0.45	0.67	0.31	0.45	0.67	0.31	EAV < 0.67 < ELV
	prskanje (1)	0.50	0.66	0.40	0.50	0.66	0.40	EAV < 0.66 < ELV
	vuča prikolica asfaltni put	0.55	0.50	0.34	0.55	0.50	0.34	EAV < 0.55 < ELV
JCB Fastrac 3185	oranje (1)	0.54	0.93	0.33	0.54	0.93	0.33	EAV < 0.93 < ELV
	oranje (2)	0.34	0.81	0.30	0.34	0.81	0.30	EAV < 0.81 < ELV
	kultivisanje 1	0.86	1.36	0.65	0.86	1.36	0.65	1.36 > ELV
	kultivisanje 2	0.89	1.39	0.63	0.89	1.39	0.63	1.39 > ELV
	prskanje (1)	0.48	0.58	0.41	0.48	0.58	0.41	EAV < 0.58 < ELV
	vuča prikolica asfaltni put	0.71	0.65	0.38	0.71	0.65	0.38	EAV < 0.71 < ELV
John Deere 6820	vuča prikolica zemljani put	1.01	0.67	0.87	1.01	0.67	0.87	EAV < 1.01 < ELV
	vuča prikolica asfaltni put	0.30	0.31	0.36	0.30	0.31	0.36	0.36 < EAV
John Deere 8320	oranje	0.26	0.48	0.29	0.26	0.48	0.33	0.48 < EAV
Masey Ferguson 7495	vuča prikolica neravan teren brzina 23km/h	1.09	0.84	0.64	1.09	0.84	0.64	EAV < 1.09 < ELV
	vuča prikolica neravan teren brzina 15km/h	0.62	0.66	0.34	0.62	0.66	0.34	EAV < 0.66 < ELV
Case Puma 195 CVX	vuča prikolica neravan teren brzina 23km/h	0.97	0.82	0.70	0.97	0.82	0.70	EAV < 0.97 < ELV
	vuča prikolica neravan teren brzina 15km/h	0.61	0.64	0.41	0.61	0.64	0.41	EAV < 0.64 < ELV
Claas	transport, vuča prikolica neravan teren, brzina 23km/h	1.19	0.79	0.72	1.19	0.79	0.72	1.19 > ELV

Axion 820	vuča prikolica neravan teren, brzina 15km/h	0.68	0.65	0.40	0.68	0.65	0.40	EAV < 0.68 < ELV
Fendt	vuča prikolica neravan teren, brzina 23km/h	0.937	0.576	0.535	0.94	0.58	0.54	EAV < 0.94 < ELV
Vano 922	vuča prikolica neravan teren, brzina 15km/h	0.54	0.52	0.42	0.54	0.52	0.42	EAV < 0.54 < ELV

Napomena: svi traktori iz Tabele 5.2. imaju sisteme elastičnog oslanjanja, bilo na kabini, bili na osovinama.

Donja zakonska granica (akciona vrednost EAV=0.5m/s<sup>2</sup>) prekoračena je u skoro 95% slučajeva, a gornja vrednost (granična ELV=1.15m/s<sup>2</sup>) u oko 43% slučajeva.

Ukoliko se upoređuju savremeni traktori sa starijim traktorima koji nemaju sisteme elastičnog oslanjanja, vidi se da se kod modernih traktora nivoi izloženosti, uglavnom, kreću između akcione i granične vrednosti (oko 78%), a da je u samo 13% slučajeva prekoračena granična vrednost (ELV). U oko 9% slučajeva dnevni nivo izloženosti je bio ispod akcione vrednosti (EAV). Kada su u pitanju stariji traktori, prikazani u tabeli 5.1., u čak 93% slučaja prekoračena je gornja granica (ELV).

Na osnovu poređenja i analize ovih podataka može se reći da je prva hipoteza ovog istraživanja tačna i da su po pravilu, **nivoi izloženosti vozača vibracijama znatno viši kod traktora starije generacije, bez kvalitetnih sistema elastičnog oslanjanja, nego kod vozača koji upravljaju traktorima sa ovakvim sistemima.**

## **6. OSCILATORNI MODEL TRAKTORA**

U savremenim konstrukcijama vozila, ogibljenje čine elastični elementi (opruge) i prigušni elementi (amortizeri), a funkcija im je ublažavanje dinamičkih opterećenja i prigušivanje oscilacija. Dodatno ogibljenje, namenjeno isključivoputnicima (vozačima) je ogibljenje sedišta.

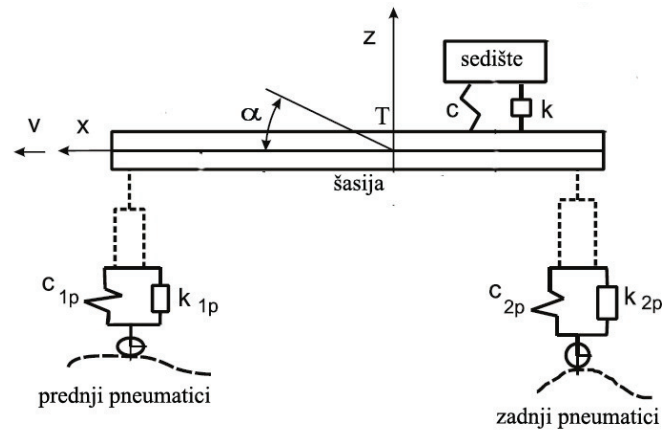
Sistemi oslanjanja (osovine i točkovi) u direktnoj su vezi sa elementima ogibljenja, pa ih je teško, a nekada i nemoguće analizirati odvojeno. Zato se, za ove sisteme, koristi zajednički izraz „sistemi elastičnog oslanjanja“ (SEO) (Stefanović, 2010).

Ovi sistemi imaju zadatak da obezbede oscilatornu udobnost vozila tj. da postignu određeni nivo komfora za vozača (i stabilnost tereta kod teretnih vozila). Drugim rečima, traži se da je vozilo sposobno da u toku vožnje, pri različitim uslovima korišćenja, svede negativni uticaj oscilacija pojedinih delova konstrukcije na čoveka, na najmanju meru. Oscilatorna udobnost podrazumeva sprečavanje udarnih opterećenja, prigušivanje oscilacija i ugaonih pomeranja masa sistema, sprečavanje pojava rezonance celog sistema, odnosno održavanje sopstvene frekvence sistema u predviđenim granicama.

Sistemi elastičnog oslanjanja su značajni i u pogledu aktivne bezbednosti vozila jer omogućavaju kvalitetno održavanje kontakta točkova sa putem i držanje pravca kretanja vozila u krivini (onemogućavaju točkove da dugo lebde u vazduhu tokom prelaska preko neravnih površina). Naime u situacijama kada guma nema kontakt sa podlogom, kočenje je potpuno neefikasno, trakcija ne postoji, a manevrisanje je znatno otežano. Ne treba zaboraviti ni značaj ovih sistema u sprečavanju oštećenja ostalih delova na vozilu jer snažne vibracije šasije uzrokuju povećano trošenje guma i komponenti šasije.

Prve savremene konstrukcije poljoprivrednih traktora, koje su se pojavile pedesetih godina prošlog veka, dale su značajan napredak u pogledu poboljšanja performansi (snaga, prenos, potrošnja goriva, obrtni moment ili brzina), ali je većina poznatih proizvođača traktora smatrala uvođenje ili optimiziranje sistema elastičnog oslanjanja traktora, kao i postavljanje kvalitetnijeg sedišta i pneumatika, složenim poslom koji nema veliki ekonomski efekat. Kod ovih traktora, amortizovanje udara i obezbeđenje određene udobnosti pri vožnji, vršili su pneumatici (sa svojim prigušnim svojstvima) i uglavnom prosta mehanička sedišta, bez dodatnih elastičnih i prigušnih elemenata (zadnji most je bio fiksni, a prednji klateći). U literaturi se često ovakvi traktori nazivaju neogibljeni ili elastično neoslonjeni. Ravanski oscilatorni model takvog traktora, prikazan je na slici 6.1. Sa  $c$ ,  $c_{1p}$  i  $c_{2p}$  označeni su krutost

sedišta i krutosti prednjih i zadnjih pneumatika dok su sa  $k$ ,  $k_{1p}$  i  $k_{2p}$  označeni prigušenja sedišta, odnosno pneumatika. Ovo je realan model jer je većina starijih modela traktora ovakvog tipa, među njima i gotovo svi modeli srpskog proizvođača traktora IMT.



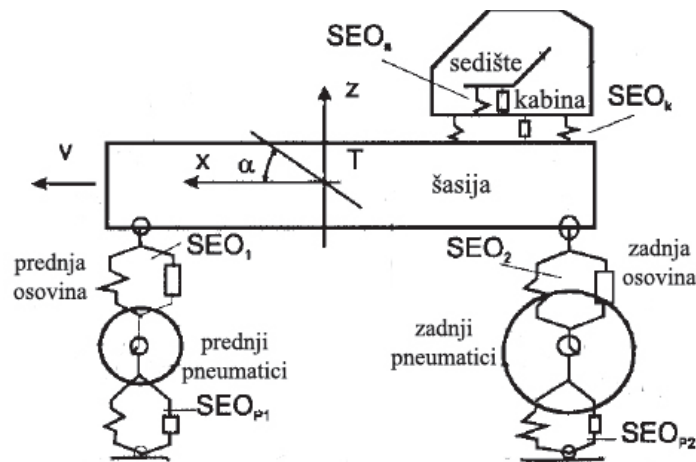
**Slika 6.1.** Oscilatorni model traktora bez sistema elastičnog oslanjanja (Radonjić i os.,2012.)

Tokom sedamdesetih godina prošlog veka razvijani su eksperimentalni sistemi ogibljenja traktora i to samo kao dokaz da takvi sistemi mogu postojati kod ovakvih vozila. Nakon ostvarenja značajne redukcije nivoa vibracija na sedištu, pokušalo se da takve sisteme uklope u postojeće konstrukcije traktora. Nažalost, iako je nekoliko proizvođača traktora (Ford, John Deere, Massey Ferguson, International Harvester) razmatralo uvođenje ovih sistema u svoje proizvode, većina nije ništa konkretno uradila sve do kraja osamdesetih godina, smatrajući da ne postoje zahtevi za ovim segmentom konstrukcije na tržištu.

Međutim, od devedetih godina prošlog veka svi vodeći proizvođači traktora počeli su da razvijaju različite koncepte i konstruktivna izvođenja sistema za elastično oslanjanje. Kod većine proizvođača traktora, aktivnosti su, uglavnom, bile usmerene ka razvoju i primenu sekundarnih elastičnih oslanjanja, tj. ogibljenja na kabini i u određenoj meri sedišta, a u manjoj meri razvoju primarnog ogibljenja, tj. oslanjanju na osovina. Naime, ugradnja efikasnog oslanjanja na osovina traktora predstavlja skupo rešenje i težak konstruktorski zadatak jer traktor treba da vuče oruđa koja zahvataju zemljište, da ima stabilan sistem za nošenja priključnih mašina i da vuče težak teret u nepovoljnim, terenskim uslovima (sa npr. gumama velikog prečnika), a pri tom ima jednodelnu konstrukciju za prenos snage motor-menjač-zadnja osovina. Zbog toga, mnogi proizvođači traktora, koji su uspeli da smanje nivo vibracija pomoću sedišta, kao naredni, logični korak (a potencijalno najekonomičniji) videli su ugradnju elastičnog oslanjanja na kabini vozača.

Prvi sistemi elastičnog oslanjanja bili su pasivni i mogli su da obezbede samo kompromis između zahteva oscilatorne udobnosti i ponašanja na putu i to u uskom dijapazonu eksploatacionih uslova. Sa razvojem ovih sistema pojavili su se i sistemi oslanjanja sa regulisanim karakteristikama: poluaktivni i aktivni. Aktivni sistemi oslanjanja imaju posebne generatore sila, sa zahtevima za dodatnom energijom i povoljne karakteristike. Zbog toga su veoma skupi, pa retko nalaze primenu kod traktora. Poluaktivno oslanjanje je zasnovano na regulaciji parametara opruga ili češće amortizera, pri čemu su im karakteristike sasvim zadovoljavajuće, te su danas najzastupljeniji kod savremenih traktora (Demić, 2005). Danas svi značajni proizvođači traktora (Massey Ferguson, John Deere, Class, Fendt, CAT, Case, New Holland, Fendt, Kubota, Valtra, JCB ...), u skladu sa specifičnom namenom traktora, razvijaju veoma različite koncepte i konstruktivne izvedbe sistema za elastično oslanjanje i amortizovanje dinamičkih opterećenja. Neki od proizvođača ulažu dosta i u razvoj kvalitetnih sedišta kao npr. Džon Dir sa svojim sistemom aktivnog sedišta.

Teorijski idealni poljoprivredni traktor, sa aspekta oscilatorne udobnosti imao bi odgovarajuće sisteme elastičnih oslanjanja (SEO) na svim kritičnim tačkama cele konstrukcije. Osim elastično-prigušnih svojstava pneumatika ( $SEO_{p1}$  i  $SEO_{p2}$ ) i elastično oslonjenog sedišta ( $SEO_s$ ) koji su sastavni delovi svakog traktora (i možemo govoriti samo o njihovom kvalitetu tj. efikasnosti), ovakav traktor bi imao elastično oslonjenu kabinu ( $SEO_k$ ) i elastično oslanjanje na prednjoj i na zadnjoj osovini ( $SEO_1$  i  $SEO_2$ ). (slika 6.2.).



**Slika 6.2.** Teoretski idealni model traktora sa aspekta oscilatorne udobnosti (Radonjić, 2006, Radonjić i os., 2012)

U praksi ovakav traktor ne postoji jer nije proverena efikasnost kombinacije ogibljenja svih vitalnih delova u pogledu redukcije oscilacija.

## **6.1. ANALIZA RAZLIČITIH SISTEMA OGIBLJENJA TRAKTORA U FUNKCIJI OBEZBEĐENJA OSCILATORNE UDOBNOSTI**

Do sredine sedamdesetih godina prošlog veka, broj traktora sa bilo kakvim oblikom efikasnog ogibljenja na osovinama je bio zanemarljiv, a taj broj, kao i broj traktora sa ogibljenjem na kabini, nije rastao sve do 1990.godine. Čak i sada na tržištu traktori sa efikasnim ogibljenjem zahvataju manji deo traktora u svetu. Najstariji oblici ogibljenja na osovinama su uvedeni kako bi bili usaglašeni sa zakonima o saobraćaju, a ogibljenja su bila često toliko kruta da su povećavale vibracije što je bio slučaj i sa prvim tipovima sedištima.

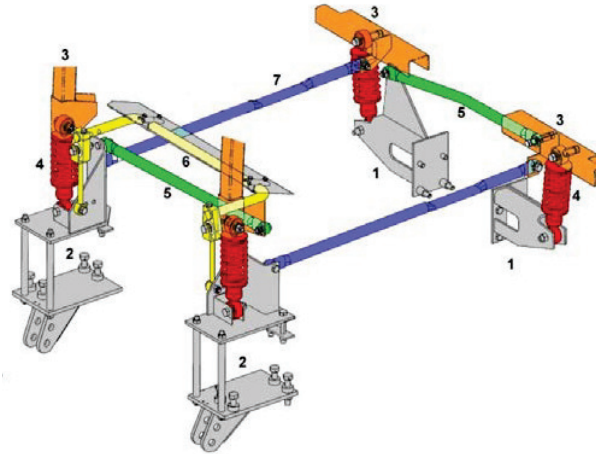
### **6.1.1. Kabinski sistem**

Tokom 70-ih godina prošlog veka, brojni istraživački instituti i univerziteti su razvijali eksperimentalne sisteme elastičnog oslanjanja na kabinama, u početku kao prototipove. Nakon što su postignuta značajna sniženja nivoa vibracija, naredni sistemi su konstruisani na takav način da bi mogli da budu jednostavno ugrađeni u tadašnje traktore. Na žalost, u to vreme (kasne 80-te), zbog male potražnje na evropskom tržištu, mali broj proizvođača je razmatrao ugradnju sistema elastičnog oslanjanja na kabinama, bez obzira na njihovu efikasnost. U narednih 10 godina, nijedan od poznatih proizvođača traktora nije nudio ovo konstruktivno rešenje. Međutim, danas svaki ozbiljniji proizvođač traktora nudi neki oblik oslanjanja na kabini ili se trudi da razvije neko drugo rešenje kako bi zadovoljio potražnju na tržištu.

Prvi poznati sistem elastičnog oslanjanja koji je ušao u masovnu proizvodnju, razvio je i ponudio tržištu Reno (Renault, danas Claas). Radi se o "Hydrostable" kabinskom sistemu oslanjanja (slika 6.3.). Od 1987.godine, kada se prvi put pojavio, našao je primenu u mnogim modelima traktora (Scarlett i os., 2005.)

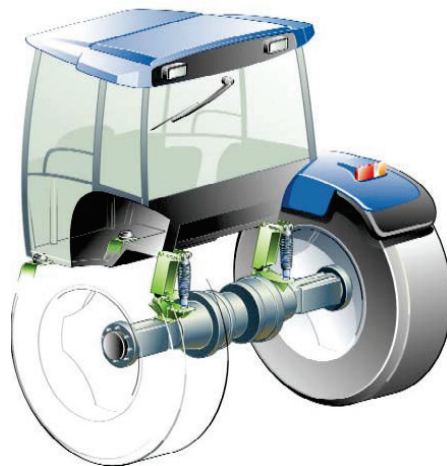
Pravi, "kompletni", sistem oslanjanja sastoji se od zavojnih opruga i teleskopskih amortizera (4) na koje se oslanja kabina na svakom svom uglu (3), dok se bočni položaj kabine obezbeđuje putem poprečnih Panhard stabilizacionih poluga koje se nalaze i napred i pozadi (5), a međusobno identične stabilizacione poluge (7) obezbeđuju uzdužno pomeranje. Prevrtanje oko Y-ose se sprečava pomoću stabilizacione poluge (6) koja je ugrađena pozadi.





**Slika 6.3.** Renoov 'Hydrostable RZ' kabinski sistem vešanja (Scarlett i os., 2005.)

Većina evropskih proizvođača traktora bira jednostavnije sisteme oslanjanja na kabinama, kod kojih je zadnji deo kabine oslonjen na zadnju osovinu traktora, s tim da su prednji pivoti postavljeni na elastične oslonce, a bočni položaj u zadnjem delu se obezbeđuje Panhard stabilizacionim polugama. Ovo rešenje je standardizovano i primenjuje se kao kabinski sistem oslanjanja "Comfort ride" kod traktora serije TM, proizvođača New Holland (slika 6.4.).



**Slika 6.4.** Nju Holand (New Holland) 'Comfort Ride' kabinski sistem oslanjanja (Scarlett i os., 2005.)

Neki proizvođači u ovim sistemima koriste hidro-pneumatske elemente, omogućujući na taj način kontrolu klirensa<sup>25</sup> kabine kada vozači imaju različitu težinu. Međutim, većina proizvođača bira jednostavnija rešenja koja se sastoje od kombinacije mehaničke opruge i hidrauličnog amortizera.

### **6.1.2. Osovinski sistem**

Tokom 1980-ih, za mnoge proizvođače je ugradnja elastičnog oslanjanja na osovinama bila složeni konstruktorski zadatak i neizvesna ekonomska investicija. Većina ovih rešenja činilo je oslanjanje samo na prednjoj osovini, dok je ugradnja oslanjanja na zadnju osovину bila znatno složenija, s obzirom na promenljivu težinu priključnih mašina i jednodelnu konstrukciju traktora u tom periodu.

Jedan model traktora Trantor (proizvođač Trantor International Ltd.), konstruisan i prodavan tokom 1970-ih, bio je dokaz da je moguće napraviti traktor sa elastičnim oslanjanjem na obe osovine. Međutim, ovaj traktor je imao i dosta ograničenja u pogledu konstrukcije i raspoloživosti delova. Pored toga, verovatno je napravljen bez provere potražnje na tržištu, tako da je bio finansijski promašaj. Ostali traktori sa oslanjanjima na obe osovine, kao što je bio Unimog (proizvođač Mercedes-Benz), imali su prodaju među poljoprivrednicima, ali nisu ispunjavali neke osnovne zahteve koji se stavljaju pred traktor.

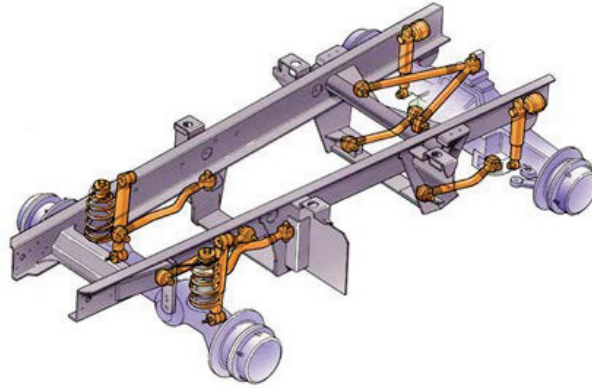
Nakon višegodišnjih pokušaja krajem 1980-ih, firma JCB je napravila model traktora "Fastrac", sa pogonom na sva četiri točka, sa elastičnim oslanjanjem na obe osovine, koji je bio u stanju da obavlja sve radne operacije i bude vožen bezbedno po putevima brzinom do 65km/h. Neopterećeni prethodnim pokušajima, u JCB su prvo napravili vozilo sa oslanjanjem na obe osovine (koristeći principe za konstruisanje komercijalnih vozila), a zatim su ga doradili kako bi vozilo radilo kao traktor. Nakon što se jednodelna konstrukcija više nije izrađivala, spojene su pogonjene osovine, preko delova za oslanjanje, sa šasijom koja ima profil kao merdevine (slika 6.5.).

Zakrivljene stabilizacione poluge, zavojne opruge, teleskopske opruge i Panhard stabilizaciona poluga (nije prikazana na slici) čine oslanjanje prednje osovine. Samoravnajući hidro-pneumatski sistem oslanjanja podupire zadnju osovину, dok gornje i donje stabilizacione poluge obezbeđuju položaj osovine. Poluge protiv prevrtanja (nisu prikazane) su spojene i sa prednjom i sa zadnjom osovinom kako bi se obezbedila bočna stabilnost na prevrtanje. Više od dve decenije unazad, sa osnovnim konstruktivnim rešenjima koja nisu

---

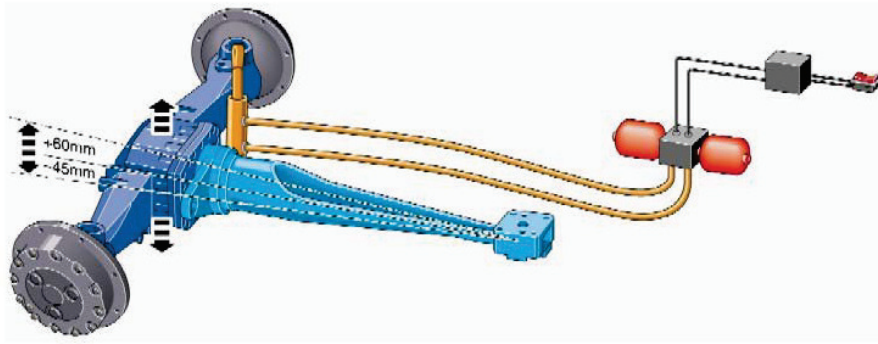
<sup>25</sup> Klirens vozila - udaljenost središnjeg dela vozila od podloge.

menjana i ponudom od 6 modela, JCB sa pravom može da tvrdi da je u pogledu oslanjanja na obe osovine, Fastrac najuspešniji traktor koji je ikada napravljen.



**Slika 6.5.** JCB Fastrac sistem elastičnog oslanjanja na obe osovine  
(Scarlett i os., 2005.)

Ostali glavni proizvođači traktora nisu previše istraživali opcije sa elastičnim oslanjanjem na obe osovine, koji bi na evropskom tržištu bio konkurencija Fastrac-u, već su početkom dvadesetog veka na tržište izbacili traktore sa pogonom na sva četiri točka, a koji su imali "opciono" oslanjanje na prednjoj osovini (slika 6.6). Njihova konstrukcija je, inače, bila "konvencionalna" i imali su snagu veću od 70 kW. Potražnja na današnjem tržištu za ovim rešenjem je takva da se kombinovano elastično oslanjanje na prednjoj osovini i na kabini može smatrati kao standardna ponuda kod svih traktora za profesionalnu upotrebu. Dva velika proizvođača traktora New Holland i John Deere, imaju u svojoj ponudi standardni primer "konvencionalnog" elastičnog oslanjanja na prednju osovину traktora, sa pogonom na sva četiri točka. Oba modela koriste samoravnajuće hidropneumatske elemente u oslanjanju, koje pokreće traktorski hidraulični sistem i koje služe kao opruge i amortizeri. Uzdužno pomeranje osovine se obezbeđuje preko cevaste stabilizacione poluge koja pivotira i koja obuhvata prednju osovину, a njen zadnji deo je spojen sa centrom šasije traktora preko sfernog ležaja. Panhard stabilizaciona poluga utiče na bočni položaj osovine, ali je osovina slobodna i može da osciluje na isti način kao i kod konstrukcije bez oslanjanja.



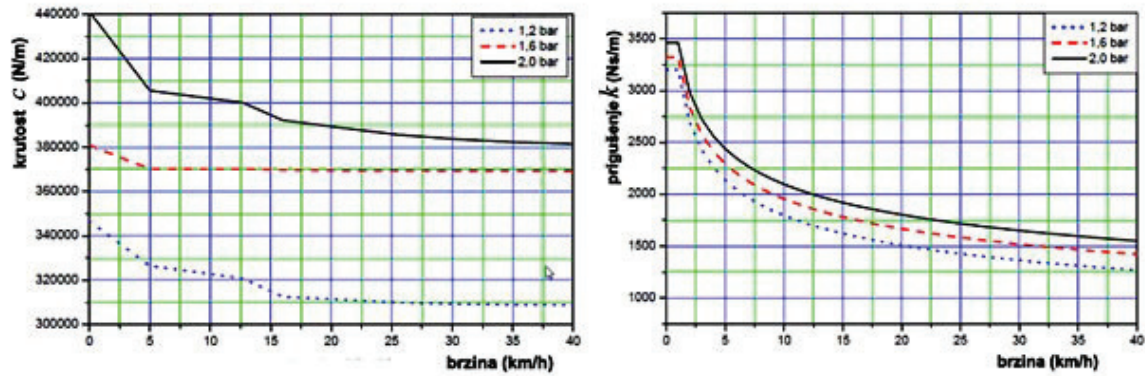
Slika 6.6. Nju Holandov ‘Terraglide’ sistem elastičnog oslanjanja na prednjoj osovini (Scarlett i os., 2005.)

## 6.2. ANALIZA PNEUMATIKA TRAKTORA U FUNKCIJI OBEZBEĐENJA OSCILATORNE UDOBNOSTI

Pneumatici predstavljaju elemente oslanjanja (dodira) traktora o podlogu, pa kao takvi prvi primaju novonastale vibracije. Zahvaljući svojim sposobnostima da amortizuju udare i vibracije, a uz činjenicu da su neizostavan deo svakog traktora, mogu se smatrati bazičnim elementom za redukciju vibracija.

Ranih tridesetih godina prošlog veka, prvi put su upotrebljeni gumeni pneumatici kod poljoprivrednih traktora, sa ciljem da unaprede udobnost i rukovanje. Kao rezultat uvođenja guma kao elastičnih elemenata između vozila i zemljane površine, došlo je i do povećanja radne brzine vozila preko 20km/h, čime je značajno porasla efikasnost obavljanja poljoprivrednih operacija (Hoppe-01, 2004). Pojedina istraživanja pokazuju da pneumatici ipak ne apsorbuju mnogo energije vibracija i da ne postoji jasan dokaz o uticaju kvaliteta pneumatika i njihovog pritiska na veličinu nastalih vibracija. Da bi se to unapredilo, autori ovih istraživanja, navode da bi pneumatici trebalo da budu veći i mekši, ali bi to uticalo na povećanje otpora kotrljanja (Lines i os., 1995).

Na poljoprivrednim podlogama, niži pritisci vazduha u pogonskim pneumaticima traktora dovode do smanjene krutosti pneumatika i formiranja duže kontaktne površine pneumatika sa podlogom, a time i do manjeg pritiska na podlogu, energetske efikasnije vuče uz manje habanje gazećeg sloja usled smanjenog klizanja. Sa druge strane, prilikom transporta po tvrdim podlogama, niski pritisci vazduha dovode do znatnog degradiranja vuče uz povećanu potrošnju goriva i ubrzano habanje pneumatika. Pritisak u pneumaticima igra veliku ulogu u pogledu krutosti, ali ne i u pogledu prigušenja kao karakteristike pneumatika (slika 6.7. ).



(a) krutost pneumatika u funkciji pritiska i brzine (b) prigušenje pneumatika u funkciji pritiska i brzine

**Slika 6.7.** Zavisnost krutosti i prigušenja pneumatika od brzine vožnje

Vrednosti krutosti ne smeju biti suviše velike, a vrednosti prigušenja suviše male jer visoke krutosti guma daju neelastični dodir sa podlogom, dok nisko prigušenje kod guma onemogućuje efikasnu kontrolu vibracija.

### 6.3. ANALIZA SEDIŠTA TRAKTORA U FUNKCIJI OBEZBEĐENJA OSCILATORNE UDOBNOSTI

Sedišta traktora se smatraju dodatnim sistemom ogibljenja, koje je namenjeno isključivo za obezbeđenje oscilatorne udobnosti vozača. Elastično oslonjena sedišta su, tokom poslednjih 30 godina, najzastupljenije konstruktivno rešenje za obezbeđenje udobnosti vozača traktora. Kada su u pitanju poljoprivredni i šumarski traktori točkaši, sedišta su u Evropi, postala obavezan deo traktora evropskom direktivom od 1978.godine (78/764/EEC). Sedišta su uvedena kako bi se povećala udobnost vozača tokom rada, smanjio njegov umor i povećala produktivnost (npr. veća brzina kretanja traktora na neravnom terenu i spremnost vozača da radi duže vremenske periode kada priroda posla to zahteva). Neke studije ukazuju da promene u dizajnu sedišta, uključujući i promene u načinu oslanjanja sedišta, mogu značajno da smanje nivo izloženosti vozača vibracijama (Nishiyama i os., 1998). S obzirom da sedišta predstavljaju direktnu sponu između traktora i vozača, ona su konstantno predmet ozbiljnih istraživanja radi unapređenja njihove efikasnosti.

Tokom 70-ih godina prošlog veka, postalo je jasno da su ulaganja u razvoj kvalitetnog sedišta isplativa investicija, pogotovu ako uz njega idu i druga rešenja za povećanje udobnosti kao što su kabine sa niskim nivoima vibracija. Efikasnost prvih izvođenja elastičnog oslanjanja kod sedišta nije bila najbolja. Takva rešenja smanjivala su ubrzanja vibracija za 25

do 45% i to samo u pravcu Z ose. U najvećem broju varijanti, sedišta traktora su realizovana kao sistemi sa pasivnim elementima, dakle, kao uobičajene kombinacije fiksnih opružnih elemenata (mehaničke opruge krutosti  $c$ ) i fiksnih prigušnih elemenata (amortizeri sa prigušenjem  $k$ ).

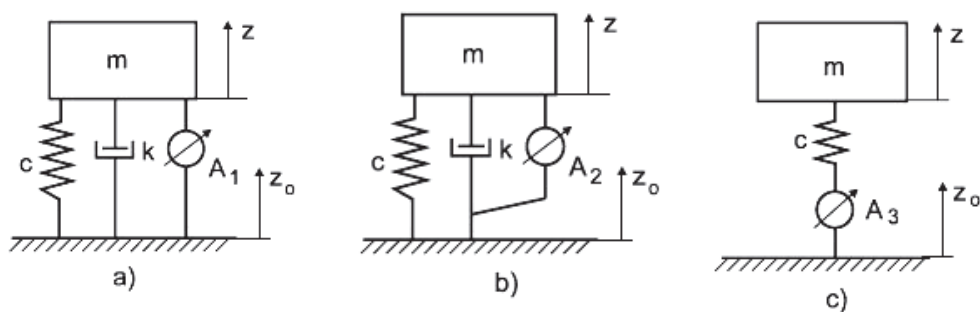
Do devedesetih godina prošlog veka, većina poljoprivrednika imala je negativna iskustva u vezi sa kvalitetom sedišta koja su postojala na tržištu. Radilo se, uglavnom, o prostim mehaničkim sedištima, sa polugama i oprugom za regulisanje težine vozača (slika 6.8.).



Slika 6.8. Prosta mehanička sedišta

Dosta poljoprivrednika je čak osećalo neugodnosti i nedostatak komfora nakon obavljanja tipičnih poljoprivrednih operacija (Walker-Bone i Palmer, 2002).

Većina modernih sedišta napravljena je na principima ergo-mehanike. Sedišta koja se ugrađuju u savremene traktore srednje i visoke snage, uglavnom, imaju poluaktivne sisteme oslanjanja. Elektronski kontrolisani amortizer je u stvari elektrohidraulički cilindar ( $A$ ) koji, kod poluaktivnih sistema, može biti dodat pasivnim komponentama (a) ili objedinjen sa klasičnim hidrauličkim cilindrom u rednu ili paralelnu spregu (b,c) (slika 6.9.)



Slika 6.9. Šematski prikaz poluaktivnog sistemi oslanjanja kod sedišta (Radonjić i os., 2012)

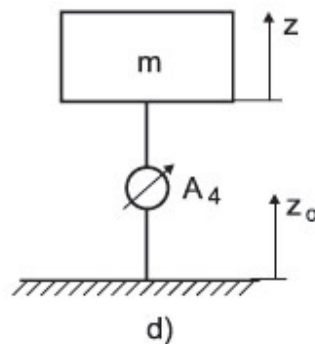
Pod poluaktivnim sistemom se, generalno, podrazumevaju kontrolisane (podesive) opruge i kontrolisani (podesivi) amortizeri koji smanjuju veličine vibracionih ubrzanja u pravcu vertikalne (Z) ose i fiksne mehaničke opruge i fiksni amortizeri za smanjenje vibracija u pravcu uzdužne (X) ose. Određeni proizvođači nude sisteme sa fiksnom mehaničkom oprugom i fiksnim amortizerom i u pravcu poprečne (Y) ose, koji imaju funkciju ne samo smanjenja vibracionih ubrzanja u Y pravcu, već i da učestvuju u sprečavanju vozila da se prevrne (slika 6.10.).



Slika 6.10. Poluaktivno sedište

( <http://www.searsseating.com/technology/innovations/> )

Napredniji sistemi imaju aktivno oslanjanje, samo sa elektrohidrauličkim cilindrom, bez pasivnih komponenti (slika 6.11.).

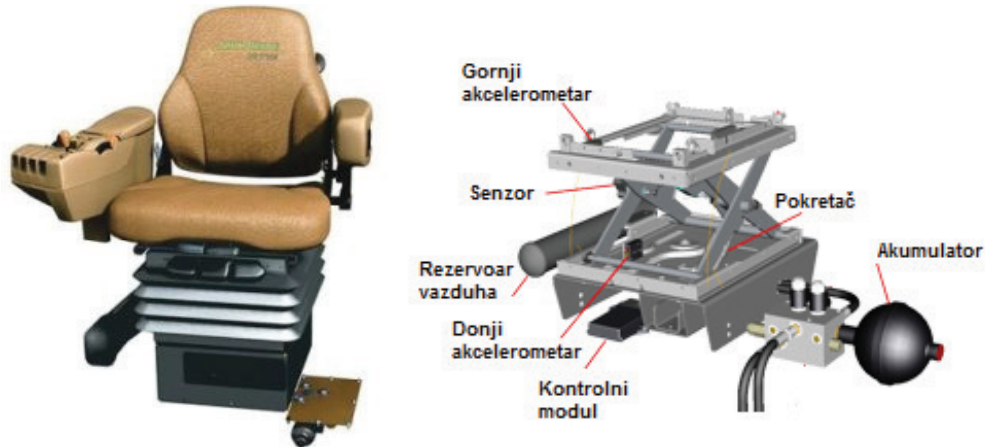


Slika 6.11. Šematski prikaz aktivnog sistema oslanjanja kod sedišta (Radonjić i os., 2012)

Ovde se koristi kombinovani elektrohidraulični-vazdušni sistem oslanjanja, sa senzorskim merenjem i elektrohidrauličnom kontrolom klirensa vozila. Pored toga vrši se i senzorsko

merenje vertikalnog ubrzanja (na vrhu sedišta), kao i dinamičko podešavanje elastičnosti vešanja sedišta u zavisnosti od veličine ubrzanja (slika 6.12.).

Po tvrdnji samih proizvođača, ova sedišta smanjuju ubrzanja vibracija u pravcu Z-ose preko 90% i obezbeđuju smanjenje izloženosti tela vozačavibracijama, bez obzira na kvalitet terena<sup>26</sup>.



**Slika 6.12.** Aktivno sedište  
(<http://www.searsseating.com/technology/innovations/>)

Tehnologija ogibljenja na sedištima, koja se primenjuje na traktorima, postepeno se prenela i na ostale samohodne poljoprivredne mašine (npr. atomizere, kombajne za silažu, obične kombajne), mada većina ovih mašina ne radi u otežanim uslovima i sa istim nivoima vibracija u kojima rade traktori. Manja vozila (npr. baštenski traktori, traktorske kosilice, vozila za sve terene - ATV) najčešće nemaju oslanjanja na sedištima ili zbog previsoke cene oslanjanja u odnosu na ukupnu vrednost vozila ili zbog same konstrukcije vozila (nema dovoljno mesta za ugradnju).

---

<sup>26</sup>Aktivno sedište, prva je ponudila firma Deere & Co., 2001.godine.



## **7. OPTIMIZIRANJE OSCILATORNE UDOBNOŠTI SEDIŠTA**

Optimiziranje je, po definiciji, pronalaženje najboljeg mogućeg rešenja ili najpovoljnijih uslova za izvršenje nekog zadatka (Klajn, 2007.). U konkretnom slučaju, optimiziranje oscilatorne udobnosti sedišta predstavlja proces ili postupak koji dovodi do smanjenja intenziteta vibracija koje se od konstrukcije prenose do sedišta i povećanja komfora vozača.

Pojedine studije ukazale su da neka jednostavnija rešenja u dizajnu sedišta mogu da budu efikasnija u redukciji vibracija od mnogo kompleksnijih rešenja. Jednostavne modifikacije koje mogu biti napravljene na traktorskom sedištu su privlačne za mnoge poljoprivrednike zbog niske cene (Ozkaya i os., 1996). Kod traktora starije generacije, bez sistema elastičnog oslanjanja i sa starim mehaničkim sedištima, ovakve modifikacije su i jedino ekonomski opravdano rešenje.

Jedno od rešenja je uvođenje dodatnog vibroizolacionog sistema na sedištu, putem jastuka, ispunjenih fluidima i materijalima koji imaju sposobnost da redukuju vibracije. Ova jednostavna i relativno jeftina modifikacija na sedištu, bila je predmet nekoliko istraživanja devedesetih godina prošlog veka. U jednoj studiji iz 1995.godine, ispitivana je efikasnost tzv. plutajućih jastuka, kao proste modifikacije koja može biti urađena kod traktorskog sedišta. Ovi jastuci su bili sastavljeni od pojedinačnih vazdušnih ćelija koje dozvoljavaju cirkulaciju vazduha. Iako je, po autorima istraživanja, ovaj sistem odličan u smislu udobnosti, uočena je smanjena stabilnost vozača pri sedenju na ovakvom jastuku o čemu treba posebno povesti računa kada traktor prelazi preko neravne podloge (Cook i Hussey, 1995). Slično istraživanje sprovedeno je 1999.godine. Prema tvrdnji autora ovog istraživanja, poljoprivrednici koji su koristili jastuke napunjene gelom, osećali su manje bolove u leđima nakon vožnje traktora jer je gel imao sposobnost da rastereti kritične tačke opterećenja kostiju (Scutter i os.,1999). Iako je udobnost vožnje na ovaj način bila povećana, a vozači osećali manje bolove u leđima nakon vožnje, ne postoje merenja, koja bi ukazala da su ovi jastuci uticali na redukciju vibracija koje su nastajale pri vožnji. Važno je naglasiti da je pri vožnji sa ovim jastucima, stabilnost vozača bila smanjena, što ukazuje da debljina jastuka, verovatno, nije bila optimalna.

S obzirom da su novi modeli traktora, vodećih proizvođača, imali kvalitetna sedišta, većina istraživača napustila je ovaj koncept za povećanje udobnosti vozača i smanjenje vibracija, ne vodeći računa o tome da je ogroman broj starih traktora ostao sa relativno

prostim sedištima koja nisu imala sposobnost da ozbiljnije amortizuju udare i vibracije i obezbede udobnu vožnju.

Analizom različitih materijala i fluida, po različitim kriterijumima, može se dobiti optimalno rešenje, odnosno alternativa za postojeća sedišta starih traktora.

Budući da klasične optimizacione metode koriste samo jedan kriterijum pri odlučivanju, značajno se umanjuje mogućnost njihove primene u rešavanju realnih problema. Sa druge strane, postojanje velikog broja kvalitativnih i kvantitativnih kriterijuma u modelu nosi sa sobom i određene probleme u odlučivanju jer modeli postaju znatno složeniji u matematičkom smislu, te samim tim i teži za rešavanje. Modeli višekriterijumskog odlučivanja olakšavaju donosiocima odluke donošenje optimalne odluke u situacijama u kojima postoji veliki broj raznorodnih kriterijuma, koji često mogu biti i međusobno suprotstavljeni (Backović i Babić, 2013.).

U tu svrhu koristiće se dva postupka:

- a) višekriterijumska analiza
- b) fazilogičko zaključivanje

Oba postupka, u velikoj meri sadrže subjektivne ocene procenjivača.

## **7.1. ALTERNATIVE I KRITERIJUMI**

Alternative su mogućnosti između kojih se bira rešenje. Izbor je jednostavan kada neka alternativa dominira nad drugima. To će biti ona alternativa čiji su efekti bolji u odnosu na efekte drugih alternativa. Međutim, takve situacije su retke i obično je neophodno dobijeni skup efekata vrednovati prema određenim kriterijumima. Pod kriterijumima se podrazumevaju atributi za opisivanje ponuđenih alternativa. Kriterijumi pokazuju kojoj meri pojedine alternative ostvaruju zadati cilj. Može se definisati veliki broj kriterijuma, ali se treba bazirati na onima koji su najznačajniji. Kod modela višekriterijumskog odlučivanja uvek postoji dva ili više kriterijuma za izbor alternative.

### **7.1.1. Kriterijumi**

Kriterijum izbora optimalne alternative definiše donosilac odluke u skladu sa njegovim subjektivnim stavom. Iako su svi kriterijumi značajni, rangiranje njihove važnosti, određiće se prema težinskim faktorima kriterijuma, a u zavisnosti od početnog zadatka proučavanja.

Konkretna analiza će se vršiti po četiri kriterijuma. Osnovni postavljeni kriterijum je eliminisanje ili smanjenje vibracija koje deluju na vozača, a optimalno rešenje podrazumeva i

ispunjenje nekih drugih uslova, koji se mogu rangirati kao manje važna u odnosu na osnovni uslov.

Vodeći se time, izabrani su sledeći kriterijumi:

- a) **opšta udobnost pri vožnji,**
- b) **redukcija vibracija,**
- c) **cena jastuka,**
- d) **stabilnost vozača pri vožnji.**

Najbolja alternativa treba da ispunjava postavljene kriterijume tako što ima optimalne vrednosti po svim kriterijumima (maksimalne za udobnost, stabilnost i redukcija i minimalne za cenu). Optimalno rešenje može se dobiti i sa uprosečnim vrednostima po svim kriterijumima ili čak ekstremnim vrednostima po kriterijumima (npr. sa nekoliko izrazito dobrih i nekoliko izrazito loših, ili čak jednom dobrom i nekoliko loših, ukoliko je najveća važnost upravo tog kriterijuma). Zato treba biti obazriv sa ocenom važnosti pojedinih kriterijuma.

**Kriterijumu Redukcija vibracija** je, zbog polaznog zadatka - optimiziranja oscilatorne udobnosti, data najveća važnost (prilikom izbora težine kriterijuma). Ovaj kriterijum je kvantitativni jer je može verifikovati merenjem ubrzanja vibracija na sedištu traktora i vrednovanje dnevne izloženosti vozača vibracijama, za različite alternative tj. materijale jastuka sedišta.

**Kriterijum Cena jastuka** je takođe kvantitativni kriterijum. Do ocena ovog kriterijuma, za različite tipove jastuka, došlo se na osnovu cena ovakvih jastuka kod originalnih proizvođača ili procenom cene koštanja izrade ovakvih jastuka.

**Kriterijum Udobnost** je kvalitativni kriterijum jer se ocena alternativa po ovom kriterijumu, dobija kao subjektivna procena samih vozača. Ipak, ovaj kriterijum će imati i kvantitativnu verifikaciju, tako što će se vrednosti dnevne izloženosti vozača vibracijama proceniti preko doživljenog nivoa komfora, prema ISO 2631-1:1997 (tabela 4.6).

**Kriterijum Stabilnost vozača** je čisto kvalitativni kriterijum, a ocene alternativa po ovom kriterijumu, vršene su na osnovu subjektivne ocene samih vozača, pri čemu je posebna pažnja usmerena na ukupnu visinu vozača, sa novopostavljenim suđerima. Naime vozač, mora da bude tako pozicioniran na sedištu da ne bi bio suviše visoko zbog postavljenog jastuka, niti da sedište bude spuštено suviše nisko da dodiruje pod kabine.

### 7.1.2. Alternative

Konkretna analiza razmatraće pet alternativa ili mogućih rešenja - jastuka sa različitim punjenjem, za sedišta traktora:

- a) **jastuk sa tvrdo presovanim sunderom**
- b) **jastuk sa memorijskom penom**
- c) **jastuk sa vunom**
- d) **jastuk sa vodom**
- e) **jastuk sa vazduhom**

Kod merenja, pri transportu tereta, traktorom Usrus, korišćeni su samo jastuci od tvrdo presovanog sundera, jastuci sa vodom i vazduhom.

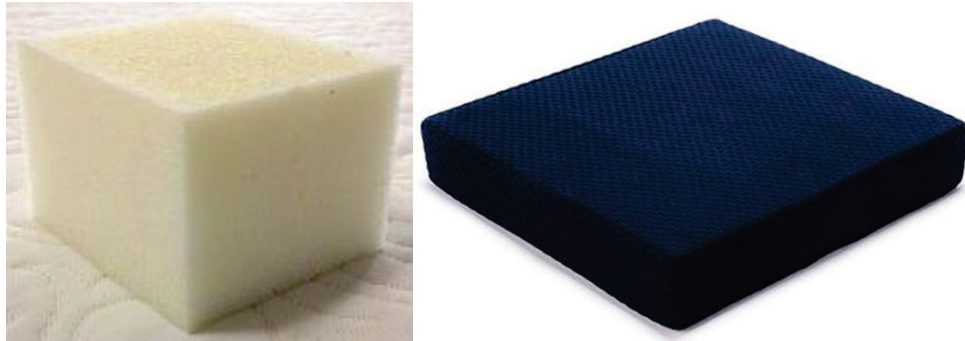
a) **Tvrdo presovani sunder – regenerat sunder** (slika 7.1.): ovo je grupa takozvanih prerađenih sundera koji se dobijaju presovanjem mlevenog sundera i drugih sirovina, čime se dobijaju izuzetno velike gustine (gustine ovih sundera su od 80 pa do 120kg/m<sup>3</sup>, a pojedini proizvođači nude gustine i do 250kg/m<sup>3</sup>). Tvrdo presovani sunder u svom sadržaju ima veću gustinu i bolje podnosi deformacije od običnog sundera. Ne koristi se, u široj upotrebi, za jastuke sedišta vozila i nepoznata je njegova efikasnost u redukciji vibracija. Debljina jastuka za analizu, iznosila je 15cm, a gustina 100kg/m<sup>3</sup>. Najveći broj proizvođača pravi jastuke od običnog sundera srednje tvrdoće.



Slika 7.1. Jastuk od tvrdo presovanog sundera

b) **Memorijska pena** (slika 7.2.): u pitanju je viskoelastična pena, koja je svoju primenu započela upotrebom u NASA programu za duške i sedišta astronauta. Naime, ova pena je omogućavala raspodelu jednakog pritiska na ljudsko telo, u vreme starta raketa, po maksimalnoj površini tela. Time je bilo eliminisano veliko opterećenje pojedinih delova astronautskog tela i jednomerno raspoređenje po telu. Debljina jastuka iznosila je 15 cm.

Sposobnost memorijske pene da redukuje nivoe vibracija je nepoznata, s obzirom da nisu vršena merenja sa ovakvim jastucima.



**Slika 7.2.** Jastuk od memorijske pene

c) **Vuna** (slika 7.3.): u pitanju je punjenje jastuka vunom ovce. Vuna je prirodni materijal koji u sebi sadrži lanolin, prirodnu mast koja ima blagotvorno dejstvo na mišiće, zglobove, kičmu, ublažava bolove i stimuliše cirkulaciju. Vuna ima veoma kompleksnu strukturu koja se sastoji od poroznih ćelija sa mnoštvom vazdušnih čepova. To joj daje posebne izolacione osobine, kao i mekoću i lakoću. Vlakno je elastično. Nepoznat je uticaj vune na smanjenje intenziteta vibracija. Ovakav jastuk se ne nalazi u široj proizvodnji. Debljina probnog jastuka je 15cm.



**Slika 7.3.** Jastuk ispunjen vunom

d) **Vazduh** (slika 7.4.): Ovaj jastuk ima mogućnost povećanja ili smanjenja debljine (pumpanje vazduha kroz ventil). Osobina ovakvog jastuka da obezbedi komfor vozaču je

poznata, ali je nepoznata njihova sposobnost da smanje vrednosti vibracija i amortizuju udare.



Slika 7.4. Jastuk ispunjen vazduhom

e) **Voda** (slika 7.5.): Debljina ovakvog jastuka je promenljiva, u zavisnosti od punjenja. Nepoznata je sposobnost ovakvih jastuka u redukciji vibracija na sedištu vozila. Ovaj jastuk može biti ispunjen i samo vazduhom ili može predstavljati kombinovano punjenje vodom i vazduhom.



Slika 7.5. Jastuk ispunjen vodom

## 7.2. METODE I PROCEDURE

Zbog verifikacije kvaliteta alternativa po kriterijumu Redukcija vibracija, neophodno je izvršiti merenja vrednosti ubrzanja vibracija na sedištu traktora, pri obavljanju poljoprivrednih operacija. Vrednovanjem tih veličina dobiće se dnevni nivoi izloženosti vozača vibracijama, koji će poslužiti za rangiranje kvaliteta alternativa po ovom kriterijumu.

U kombinaciji sa standardom ISO 2631-1, merenja će omogućiti poređenje alternativa i po kriterijumu Udobnost.

Ukupno je vršeno tri seta merenja, sa šesnaest pojedinačnih merenja.

### 7.2.1. Osnovne karakteristike traktora i vozača

Merenja su vršena na traktorima IMT 533 i 539, našeg proizvođača IMT i traktoru Ursus C-355, poljske proizvodnje (slika 7.6.). U pitanju su traktori sličnih tehničkih i radnih karakteristika. Traktori koji su korišćeni u merenju razlikovali su se u godini proizvodnje. Osnovne karakteristike traktora date su u tabeli 7.1.

**Tabela 7.1.** Osnovne karakteristike traktora

Model	Starost – godina proizvodnje	Snaga (kW)	Broj radnih sati	Ogibljenje kabina/osovine	Masa praznog traktora (kg)
IMT 533	1978	26	10000	ne	1440
IMT 539	1990	29,5	1300	ne	1780
Ursus C-355	1976	45	8000	ne	2120



(a) IMT 533



(b) IMT 539



(c) Ursus C-355

**Slika 7.6.** Traktori korišćeni pri merenju

Traktori su imali prosta mehanička sedišta i to tapacirano kod IMT 539 i metalno kod IMT-a 533 i Ursus-a C-355, kod kojih su vozači, pri svakodnevnom radu, stavljali improvizovani jastuk radi udobnosti (slika 7.7.).



(a) IMT 539



(b) IMT 533



(c) Ursus C-355

**Slika 7.7.** Sedišta traktora korišćenih pri merenju

U merenjima su učestvovala tri vozača, različitih po starosti, visini i masi. Radi se o samostalnim poljoprivrednim proizvođačima, što znači da nisu u pitanju profesionalni vozači traktora. Postojala je velika razlika u iskustvu vozača u vožnji traktora (tabela 7.2.).

**Tabela 7.2.** Osnovne karakteristike vozača

Vozač	Starost (godina)	Visina (m)	Masa vozača (kg)	Iskustvo
1	45	1,90	100	5
2	65	1,75	77	30
3	72	1,70	65	40

Kao karakteristične poljoprivredne operacije, pri kojima će se obaviti merenje, izabrane su oranje i transport tereta. Traktorima IMT vršeno je oranje, dok je traktorom Ursus vršen transport. Oranje se izvodilo dvobraznim plugom, na dubini od 20 do 25cm, na sličnoj vrsti zemljišta za oba traktora. Brzine su bile uobičajene za operaciju oranja, a to je između 5 i 6,5km/h. Pri merenju kod traktora IMT 533 dužina staze je bila oko 100m, a kod IMT 539 oko 200m. Pri oranju je izvršeno ukupno 12 merenja (po 6 sa svakim traktorom), dok je pri transportu bilo 4 merenja.

### 7.2.2. Merni uređaj i procedura

Za merenje vibracija korišćen je aparat za merenje humanih vibracija Brüel& Kjaer, tip 4447, pri čemu se akcelerometar sa podlogom nalazio na sedištu vozača (slika 7.8.). Merenja su trajala između 10 i 20 minuta, pri čemu je instrument, pored vrednosti RMS ubrzanja u sve



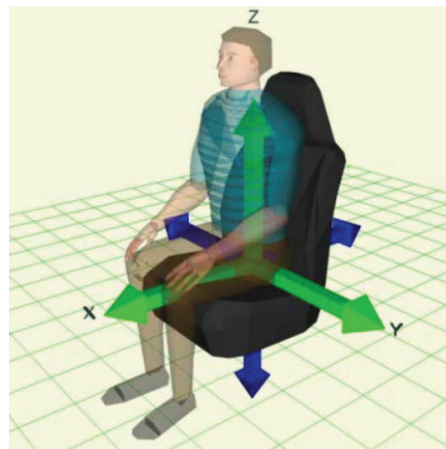
tri ose, dao i nivo dnevne izloženosti vozača vibracijama A(8), normiran s obzirom na osmočasovno radno vreme<sup>27</sup>.

Za vrednovanje merodavnih veličina korišćen je softver *Vibration explorer 4447*, koji je prilagođen aparatu kojim je merenje i vršeno. Softver daje niz podataka značajnih za proces koji je proučavan.



Slika 7.8. Analizator vibracija Brüel & Kjær 4447

Orijentacija podloge bila je u skladu sa standardima pri merenju vibracija, što znači da je X osa bila u pravcu kretanja, Y osa je poprečna, Z osa je vertikalna (slika 7.9.).



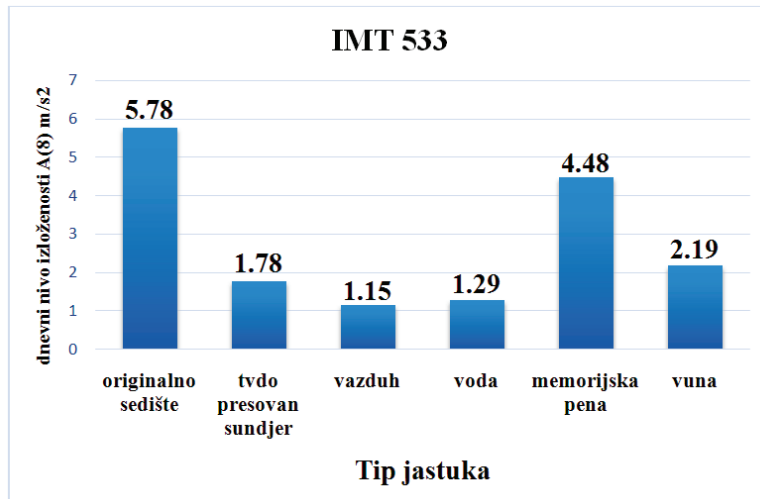
Slika 7.9. Definisane mernih osa na sedištu vozila

Pored merenja RMS ubrzanja i određivanje dnevnih nivoa izloženosti, u istraživanju su ispitivani i subjektivni osećaji vozača pri vožnji sa jastucima od različitih materijala.

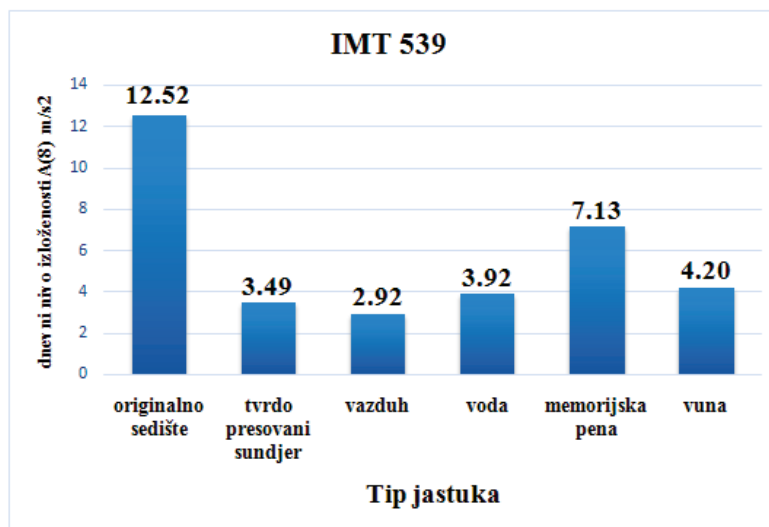
<sup>27</sup> Instrument daje i nivo izloženosti za 1 čas i za 4 časa rada. Ovo omogućava analizu izloženosti za slučajeve da je vozač proveo pola smene (ili samo jedan čas) u vožnji, a preostali deo u obavljanju nekih drugih aktivnosti nezvanih za vožnju ili je pravio pauze tokom radne smene.

### 7.2.3. Rezultati merenja ubrzanja vibracija i vrednovanje nivoa izloženosti

Ukoliko se analiziraju dnevni nivoi izloženosti svih jastuka pojedinačno, može se konstatovati da je najbolje rezultate u pogledu redukcije vibracija, kod traktora pri oranju, pokazao jastuk ispunjen vazduhom. (slike 7.10. i 7.11.).



Slika 7.10. Dnevni nivoi izloženosti kod traktora IMT 533 za različite jastuke



Slika 7.11. Dnevni nivoi izloženosti kod traktora IMT 539 za različite jastuke

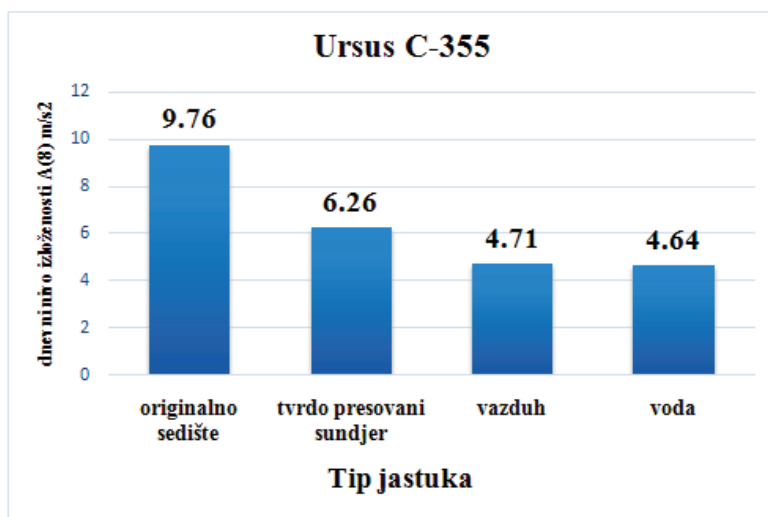
Kao najslabiji materijal (ukoliko se isključi originalno sedište koje je služilo kao polazna tačka u istraživanju) pokazala se memorijska pena. Dobre karakteristike u pogledu relativno malih dnevnih nivoa izloženosti, pokazao je i tvrdo presovani sunder. Ovaj jastuk, iako velike gustine, zadržavao je elastičnost i nije uticao na smanjenje opšte udobnosti, niti stabilnosti.

Jastuk ispunjen vodom je, u pogledu nivoa izloženosti, imao rezultate bliske vazduhu, sunderu i vuni, a jedan od nedostataka je malo nezadovoljstvo vozača ovim jastucima u pogledu termičke udobnosti (naročito pri nižim spoljnim temperaturama). Memorijska pena kao materijal dala je slabe rezultate jer se jastuk, bez obzira na debljinu samog jastuka i težinu vozača, vrlo brzo i lako elastično deformisao, te nije postojala distanca između vozača i metalne osnove sedišta. Dnevni nivoi izloženosti vrednovani su za osmočasovno radno vreme.

Subjektivni osećaj vozača u vezi udobnosti ovog jastuka bio je loš. Vuna je imala zadovoljavajuće rezultate, ali su vozači imali osećaj blage nestabilnosti pri vožnji, što može biti posledica nešto veće debljine ovog jastuka.

Tehnički parametri traktora, pri merenju, bili su gotovo identični. Pri tome je traktor IMT 539 bio novijeg datuma proizvodnje i imao manji broj radnih sati, od traktora IMT 533 i Ursus. Očekivanja da su ubrzanja vibracija osetno manja, kod novijeg i manje korišćenog traktora, nisu se ispunila, što ukazuje da i neki drugi parametri, kao što je kvalitet vožnje, utiče na veličinu ubrzanja vibracija na sedištu traktora.

Jastuci ispunjeni memorijskom penom i vunom nisu bili korišćeni pri merenju u transportu, traktorom Ursus C-355, jer je pažnja usmerena ka onim materijalima koji su u prethodnim merenjima pokazali najbolje rezultate, a to su vazduh, voda i tvrdo presovani sunder. Ovi jastuci ovde nisu pokazivali efikasnost u odnosu na originalno sedišta, kao kod prethodnih merenja, ali su nivoi izloženosti bili evidentno manji (slika 7.12).



Slika 7.12. Dnevni nivoi izloženosti kod traktora Ursus C-355 za različite jastuke

Ovi podaci ukazuju da su ispunjene i preostale dve hipoteze, postavljene na početku proučavanja, odnosno da je **upotrebom dodatnih vibroizolacionih elemenata na sedištu traktora, moguće poboljšati oscilatornu udobnost sedišta traktora, pri čemu neki od materijala i fluida bolje redukuju nivoe izloženosti vibracijama, u odnosu na originalni materijal sedišta.**

Tokom istraživanja uočeno je da veliki uticaj na intenzitete vibracija na sedištu ima i kvalitet vožnje. Neiskusniji vozač može, čak i sa boljom mašinom, da bude uzrok multipliciranja vrednosti ubrzanja vibracija.

Pregledom najvećih vrednosti ubrzanja vibracija, može se primetiti da je većina njih bila u pravcu kretanja traktora, a ne po vertikalnoj osi, kako bi se možda očekivalo pri radu traktorom. Ovi podaci pokazuju da na starijim traktorima, kakvi su korišćeni u istraživanju, čak i postavljanje relativno jednostavnog sistema elastičnog oslanjanja ne bi imalo prevelikog efekta u pogledu smanjenja ubrzanja vibracija, s obzirom da većina prostih sistema elastičnog oslanjanja u najvećoj meri redukuje vertikalne oscilacije vozila (po Z osi), a mnogo manje oscilacije u horizontalnoj ravni.

Veličine dnevnih nivoa izloženosti mogu se indirektno iskoristiti i za ocenu udobnosti sedišta, preko doživljenog nivoa komfora datog u tabeli 4.6, prema ISO 2631-1:1997. Treba naglasiti da se radi o udobnosti ili nivou komfora usled dejstva vibracija, ali se može, u velikoj meri, odnositi i na opštu udobnost. S ozirom na dobijene vrednosti dnevnih nivoa izloženosti, doživljeni nivo komfora bi se kretao od neudobnog (0,8 do 1,6m/s<sup>2</sup>), preko veoma neugodnog (1,5 do 2,5m/s<sup>2</sup>) do izuzetno neugodnog (više od 2m/s<sup>2</sup>). Inače, standard 2631-1:1997 ima strožije granične uslove nego Direktiva o vibracijama.

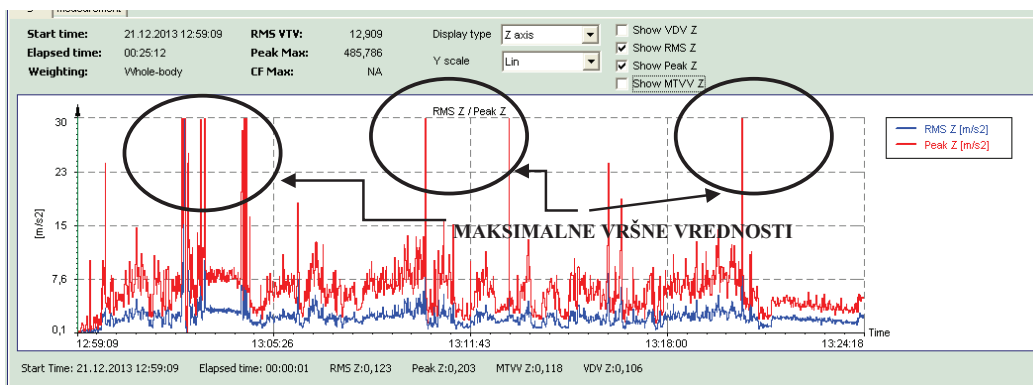
### **Originalno sedište**

Prva merenja (u svim setovima merenja) izvršena su na sedištima u zatečenom stanju. Izmerene vrednosti ubrzanja i vrednovanja nivoa izloženosti, ukazivale su na štetnost delovanja vibracija, jer su te vrednosti bile višestruko veće od zakonski dozvoljenih vrednosti.

Najveću vrednost ubrzanja (RMS), pri svim merenjima u svim setovima, imali su traktor Ursus i traktor IMT 539, sa originalnim sedištima. Te vrednosti izmerene su kod traktora Ursus po Z osi, a kod IMT-a po X osi, što je i očekivano jer se pri transportu najviše vrednosti ubrzanja, obično javljaju po Z osi, a pri oranju po X osi.

Za proučavanje kvaliteta vožnje u pogledu oscilatorne udobnosti, značajni su prikazi amplituda u vremenskom domenu. Glavni pokazatelji male oscilatorne udobnosti su velike

vršne vrednosti tzv. pikovi. Iako se, po prikazu vrednosti ubrzanja, može učiniti da se radi o relativno mirnoj vožnji, nekoliko velikih vršnih vrednosti može uzrokovati veliku efektivnu (ekvivalentnu) vrednost. Takav je slučaj sa traktorom IMT 539, kod koga su vršne vrednosti, po Z osi, išle preko  $485\text{m/s}^2$ , što je posledica “poskakivanja” traktora usled povećane brzine kretanja po neravnom terenu (slika 7.13.).



Slika 7.13. Prikaz RMS vrednosti po Z osi za originalno sedište traktora IMT 539 pri oranju

Veličine RMS ubrzanja, za sve traktore, prikazane su i tabelarno (tabela 7.3).

Tabela 7.3. RMS vrednosti za sve traktore, sa originalnim sedištem

Originalno sedište	RMS [ $\text{m/s}^2$ ]		
	X	Y	Z
<b>IMT 533 oranje</b>	3,644	3,236	<b>5,780</b>
<b>IMT 539 oranje</b>	<b>8,942</b>	3,052	3,147
<b>Ursus C-355 transport</b>	3,672	3,320	<b>9,761</b>

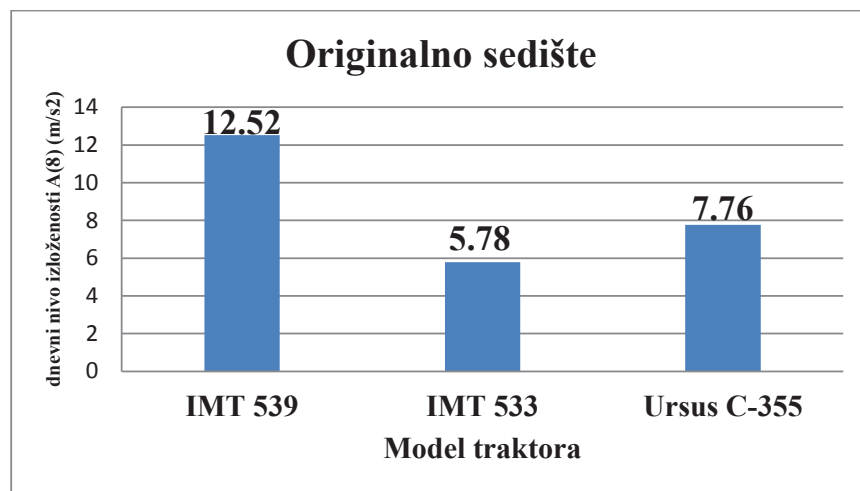
Instrument je vršio i vrednovanje dnevnih nivoa izloženosti, pri čemu se na displeju mogu očitati nivoi izloženosti u slučaju 1 čas, 4 ili 8 časova rada. S obzirom na osmočasovnu radnu smenu, a i vodeći računa i o zakonski propisanim vrednostima upravo za ovaj broj časova rada, svi rezultati će biti dati kao A(8), odnosno osmočasovna izloženost vibracijama (tabela 7.4.).

U slučaju traktora serije 533, maksimalni dnevni nivo izloženosti iznosi  $A(8)=5,78\text{m/s}^2$ , što je preko četiri puta veće od granične vrednosti od  $1,15\text{m/s}^2$ . Do postizanja granične vrednosti, vozač može da radi 19 minuta, pri čemu je kritična Z osa. Kod traktora 539, dnevni nivo je  $A(8)=12,52\text{m/s}^2$  ili preko deset puta viša vrednost od zakonskog maksimuma. Do

postizanja granične vrednosti, vozač može da radi samo 4 minuta. Kod traktora Ursus, dnevni nivo je bio  $9,76\text{m/s}^2$  (slika 7.14.).

**Tabela 7.4.** Dnevni nivo izloženosti za originalno sedište

Originalno sedište	Parcijalni dnevni nivoi izloženosti ( $\text{m/s}^2$ )			Dnevni nivo izloženosti $A(8)$ [ $\text{m/s}^2$ ]	Vreme do EAV čas:min	Vreme do ELV čas:min	Kritična osa
	$A(8)_X$	$A(8)_Y$	$A(8)_Z$				
<b>IMT 533</b>	5,10	4,53	5,78	<b>5,78</b>	0:03	0:19	Z
<b>IMT 539</b>	12,52	4,27	3,15	<b>12,52</b>	0:00	0:04	X
<b>Ursus C-353</b>	5.14	4.65	9.76	<b>9,76</b>	0:01	0:06	Z



**Slika 7.14.** Poređenje vrednosti A(8) za sva tri modela traktora – originalno sedište

Za sračunavanje dnevnih nivoa izloženosti, mogu se koristiti i relativno jednostavni softverikao što je npr. *Whole-body vibration calculator*. Softver pruža mogućnost vrednovanja nivoa izloženosti u slučajevima kada vozač, u toku radne smene, vozi kraće od 8 časova. On takođe daje vremena do postizanja EAV i ELV, a pruža i mogućnost vrednovanja vrednosti vibracione doze.

Sve izmerene i vrednovane veličine, kao i prikazi amplitude ubrzanja u vremenskom domenu, za sve tri ose, dati su u Prilogu 1.

## Vazduh

Najmanje vrednosti ubrzanja vibracija, dobijene su pri merenju veličina na sedištu traktora IMT 533, sa jastukom ispunjenim vazduhom. Maksimalna RMS vrednost bila je po X osi i iznosila je  $a_{\text{RMS}}=0,824\text{m/s}^2$ , a najveća vršna vrednost bila je, takođe, po X osi i iznosila je  $4,915\text{m/s}^2$  (slika 7.15.).

<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	2.4.2014 10:02:09				
<b>Elapsed time:</b>	00:21:05				
Name	Unit	X	Y	Z	VTV
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	0,824	0,509	0,615	1,489
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	2,209	1,410	1,948	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	7,093	4,357	5,347	12,822
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	21,692	13,324	11,680	28,009
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	4,915	3,128	4,036	
CF		5,964	6,135	6,560	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	
Underrange		No	No	No	

Slika 7.15. Prikaz podataka iz softvera Vibration explorer 4447, za jastuk ispunjen vazduhom (IMT 533)

Posmatrajući prikaz amplitude u vremenu, vidi se vrlo kvalitetan režim vožnje, bez velikih skokova (slika 7.16.).



Slika 7.16. Prikaz RMS ubrzanja vibracija po X osi za jastuk ispunjen vazduhom (IMT 533)

U slučaju IMT 539, kritična je takođe bila X osa, a veličina ubrzanja vibracija po ovoj osi iznosila je 2,083m/s<sup>2</sup> (tabela 7.5.).

Tabela 7.5. RMS vrednosti za sve traktore, sa jastukom ispunjenim vazduhom

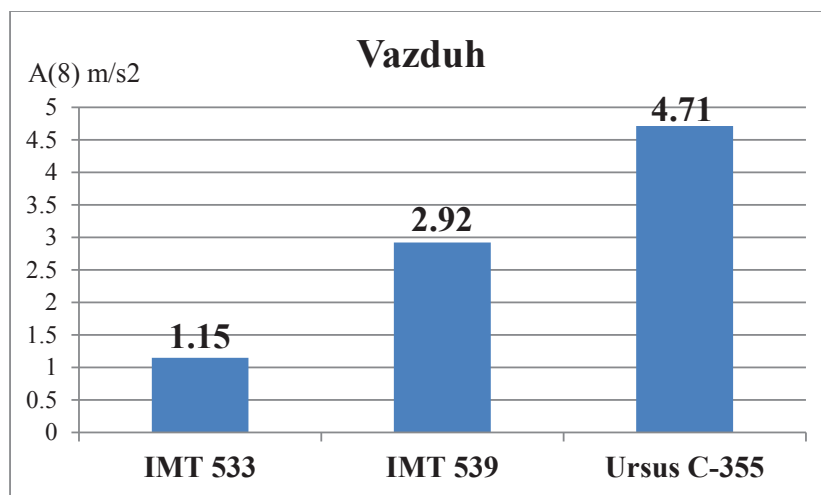
Tip jastuka	RMS [m/s <sup>2</sup> ]		
	X	Y	Z
<b>Vazduh</b>			
<b>IMT 533</b>	<b>0,824</b>	0,509	0,615
<b>IMT 539</b>	<b>2,083</b>	1,928	1,846
<b>Ursus C-355</b>	2,890	2,862	<b>4,71</b>

Ovde je maksimalna vršna vrednost bila po Z osi. Najveće vrednosti ubrzanja, pri merenjima sa ovim jastukom, bila su kod traktora Ursus i iznosila su čak  $4,71\text{m/s}^2$ , i to po Z osi.

Sračunata maksimalna dnevna vrednost izloženosti traktora serije 533 bila je  $A(8)=1,15\text{m/s}^2$ , što je tačno na graničnoj vrednosti i znači da bi vozač mogao da vozi traktor jednu smenu od 8 časova, do postizanja maksimalne zakonski dozvoljene vrednosti. U slučaju IMT 539, maksimalna dnevna izloženost iznosila je  $A(8)=2,92\text{m/s}^2$ , što je skoro dva puta veće od zakonski dozvoljene granične vrednosti. Do postizanja ove veličine, vozač bi mogao da radi samo nešto preko sat vremena. Kada je u pitanju traktor Ursus, vrednosti su osetno više od maksimalno dozvoljenih, a vozač bi mogao da upravlja traktorom oko pola sata, pre dostizanja kritičnih vrednosti (tabela 7.6., slika 7.17.).

**Tabela 7.6.** Dnevni nivo izloženosti za jastuk ispunjen vazduhom

Tip jastuka <b>Vazduh</b>	Parcijalni dnevni nivoi izloženosti ( $\text{m/s}^2$ )			Dnevni nivo izloženosti $A(8)$ [ $\text{m/s}^2$ ]	Vreme do EAV čas:min	Vreme do ELV čas:min	Kritična osa
	$A(8)_X$	$A(8)_Y$	$A(8)_Z$				
<b>IMT 533</b>	1,15	0,71	0,62	<b>1,15</b>	1:30	8:00	X
<b>IMT 539</b>	2,92	2,70	1,85	<b>2,92</b>	0:14	1:14	X
<b>Ursus C-355</b>	4.05	4.01	4.71	<b>4,71</b>	0:05	0:28	Z



**Slika 7.17.** Poređenje vrednosti  $A(8)$  za sva tri modela traktora – vazduh

Sve izmerene i vrednovane veličine, kao i prikazi amplitude ubrzanja u vremenskom domenu, za sve tri ose, za jastuk ispunjen vazduhom, dati su u Prilogu 2.



## Tvrdo presovani sunder

I pri merenjima sa jastukom od presovanog sundera, traktor 533 je imao najniže RMS vrednosti i to po svim osama. Izmerene vrednosti ubrzanja za sve traktore date su u tabeli 7.7.

**Tabela 7.7.** RMS vrednosti za sve traktore, sa jastukom od tvrdo presovanog sundera

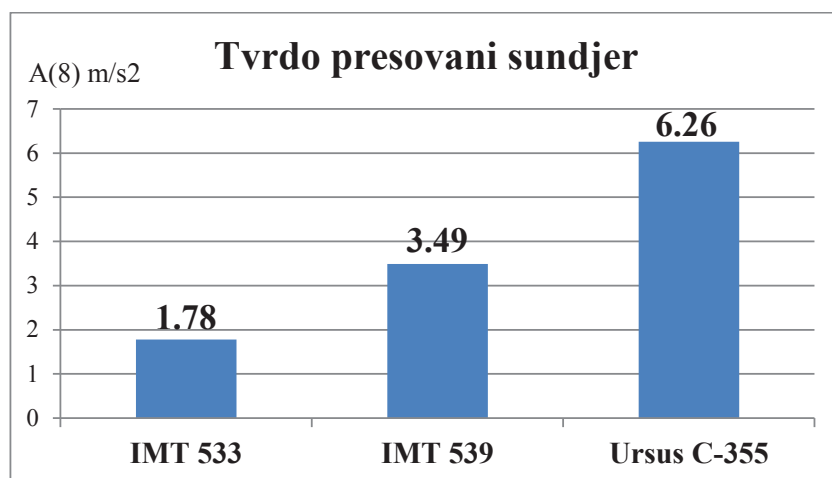
Tvrdo presovani sunder	RMS ubrzanje [m/s <sup>2</sup> ]		
	X	Y	Z
<b>IMT 533</b>	<b>1,273</b>	0,986	0,994
<b>IMT 539</b>	<b>2,494</b>	2,345	1,867
<b>Ursus C-355</b>	4,470	4,135	<b>6,079</b>

Za IMT traktore maksimalne vrednosti dobijene su po X osi, a kod traktora Ursus po Z osi.

Kao rezultat vrednovanja parcijalnih dnevnih nivoa izloženosti, za traktor 533, dobijena je maksimalna vrednost i to po X osi,  $A(8)=1,78\text{m/s}^2$ , što je iznad granične vrednosti (ELV). Sa ovim nivoima izloženosti, vozač bi mogao da vozi nešto preko tri časa do postizanja granične vrednosti. Najveći dnevni nivo izloženosti, za IMT 539, je po X osi i iznosi  $3,49\text{m/s}^2$ , što je oko tri puta veće od maksimalno dozvoljene vrednosti. Vreme do postizanja granične vrednosti je 52 minuta. U slučaju traktora Ursus, dnevni nivo izloženosti je izuzetno visok i iznosi  $6,26\text{m/s}^2$ , a vozač bi mogao da radi 16 minuta do dostizanja granične zakonske vrednosti (tabela 7.8, slika 7.18.). Ovaj dnevni nivo izloženosti je ostvaren po X osi, iako je maksimalna RMS vrednost bila po Z osi, a razlog je korektivni faktor koji povećava vrednosti po X i Y osi za 40%.

**Tabela 7.8.** Dnevni nivo izloženosti za jastuk od tvrdo presovanog sundera

Tvrdo presovani sunder	Parcijalni dnevni nivoi izloženosti (m/s <sup>2</sup> )			Dnevni nivo izloženosti A(8) [m/s <sup>2</sup> ]	Vreme do EAV čas:min	Vreme do ELV čas:min	Kritična osa
	A(8) <sub>X</sub>	A(8) <sub>Y</sub>	A(8) <sub>Z</sub>				
<b>IMT 533</b>	1,78	1,38	0,99	<b>1,78</b>	0:37	3:19	X
<b>IMT 539</b>	3,49	3,28	1,87	<b>3,49</b>	0:09	0:52	X
<b>Ursus C-355</b>	6.26	5.79	6.08	<b>6,26</b>	0:03	0:16	X



Slika 7.18. Poređenje vrednosti  $A(8)$  za sva tri modela traktora – tvrdo presovani sunder

Sve izmerene i vrednovane veličine, kao i prikazi amplitude ubrzanja u vremenskom domenu, za sve tri ose, za jastuk od tvrdo presovanog sundera, dati su u Prilogu 4.

### Voda

Pri merenju vrednosti RMS ubrzanja za jastuk ispunjen vodom, dobijene su vrednosti date u tabeli 7.9.

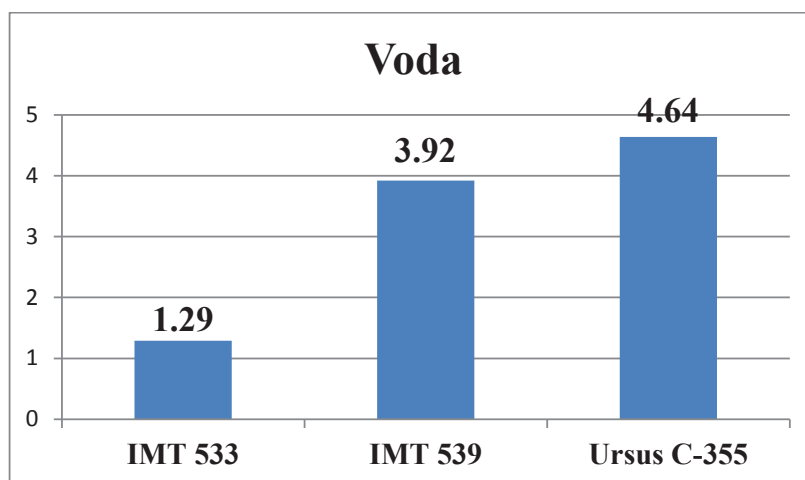
Tabela 7.9. RMS vrednosti za sve traktore, sa jastukom ispunjenim vodom

Voda	RMS ubrzanje [m/s <sup>2</sup> ]		
	X	Y	Z
IMT 533	0,924	0,778	0,678
IMT 539	2,803	2,452	1,893
Ursus C-355	3,313	2,361	4,198

Dobijena maksimalna RMS vrednost, za traktor 533 je po X osi i iznosi  $A(8)=1,29m/s^2$ . U slučaju IMT 539, dnevni nivo je  $A(8)=3,92m/s^2$ , dok je kod traktora Ursus, dnevni nivo izloženosti  $4,64m/s^2$  (tabela 7.10. i slika 7.19.).

Tabela 7.10. Dnevni nivo izloženosti za jastuk ispunjen vodom

Tip jastuka Voda	Parcijalni dnevni nivoi izloženosti (m/s <sup>2</sup> )			Dnevni nivo izloženosti $A(8)$ [m/s <sup>2</sup> ]	Vreme do EAV	Vreme do ELV	Kritična osa
	$A(8)_X$	$A(8)_Y$	$A(8)_Z$		čas:min	čas:min	
IMT 533	1,29	1,09	0,68	1,29	1:11	6:19	X
IMT 539	3,92	3,43	1,89	3,92	0:07	0:41	X
Ursus C-355	4,64	3,31	4,20	4,64	0:05	0:29	X



Slika 7.19. Poređenje vrednosti A(8) za sva tri modela traktora – voda

Sve izmerene i vrednovane veličine, kao i prikazi amplitude ubrzanja u vremenskom domenu, za sve tri ose, za jastuk ispunjen vodom, dati su u Prilogu 3.

### Memorijska pena

Izmerene vrednosti za ovaj tip jastuka date su u tabeli 7.11.

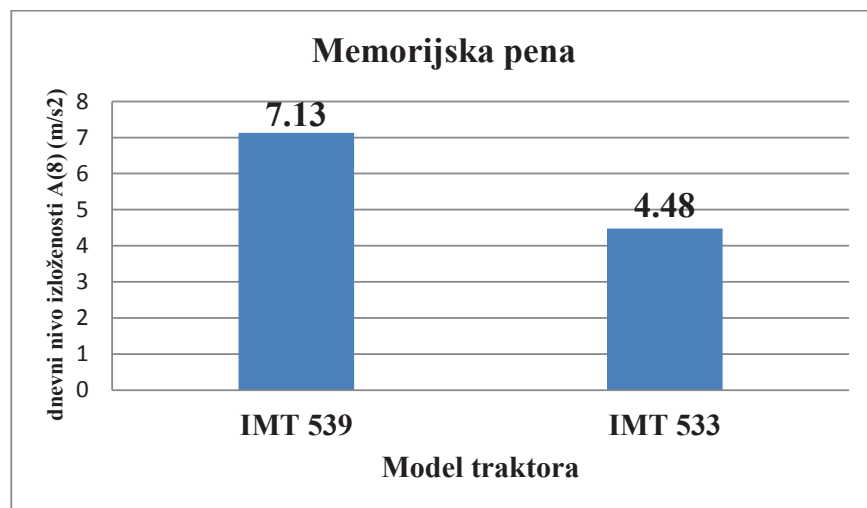
Tabela 7.11. RMS vrednosti za jastuk od memorijske pene

Memorijska pena	RMS ubrzanje [ $m/s^2$ ]		
	X	Y	Z
IMT 533	3,198	2,886	1,88
IMT 539	5,092	3,786	3,876

Oba traktora su imala maksimalni RMS po X osi. Vrednovanjem nivoa izloženosti dobijene su visoke vrednosti za oba traktora (tabela 7.12. i slika 7.20.) .

Tabela 7.12. Dnevni nivo izloženosti za jastuk od memorijske pene

Tip jastuka Memorijska pena	Parcijalni dnevni nivoi izloženosti ( $m/s^2$ )			Dnevni nivo izloženosti A(8) [ $m/s^2$ ]	Vreme do EAV	Vreme do ELV	Kritična osa
	A(8) <sub>X</sub>	A(8) <sub>Y</sub>	A(8) <sub>Z</sub>		čas:min	čas:min	
IMT 533	4,48	4,04	1,88	<b>4,48</b>	0:05	0:31	X
IMT 539	7,13	5,3	3,88	<b>7,13</b>	0:02	0:12	X



Slika 7.20. Poređenje vrednosti A(8) za dva modela traktora – memorijska pena

Sve izmerene i vrednovane veličine, kao i prikazi amplitude ubrzanja u vremenskom domenu, za sve tri ose, za jastuk od memorijske pene, dati su u Prilogu 5.

### Vuna

Izmerene RMS vrednosti za jastuk ispunjen vunom, za oba traktora date su u tabeli 7.13.

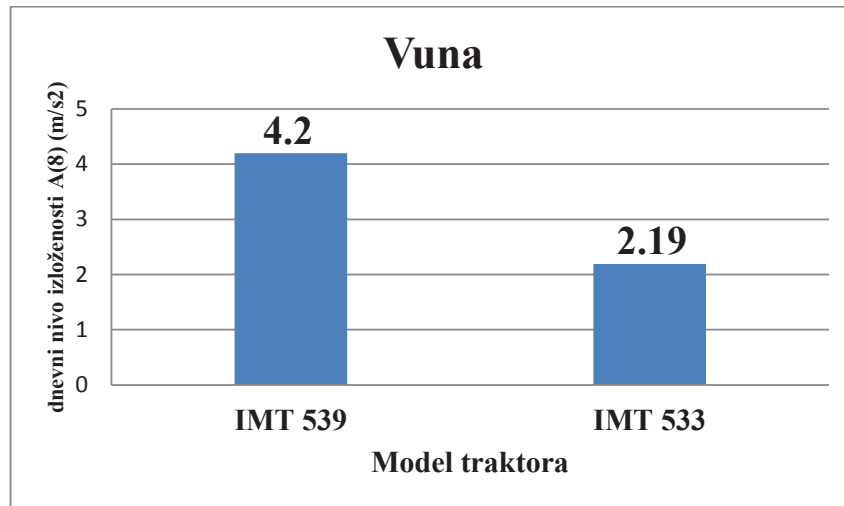
Tabela 7.13. RMS vrednosti za jastuk od vune

Vuna	RMS ubrzanje [m/s <sup>2</sup> ]		
	X	Y	Z
IMT 533	1,567	1,232	<b>1,623</b>
IMT 539	<b>3,002</b>	2,456	2,331

Vrednovanjem dobijenih veličina dobijamo parcijalne dnevne nivoe, odnosno dnevni nivo (maksimalna vrednost). U slučaju modela 533, dnevni nivo je dva puta preko granične vrednosti, dok je kod modela 539 ta vrednost veća gotovo četiri puta (tabela 7.14. i slika 7.21.).

Tabela 7.14. Dnevni nivo izloženosti za jastuk od vune

Tip jastuka Vuna	Parcijalni dnevni nivoi izloženosti (m/s <sup>2</sup> )			Dnevni nivo izloženosti A(8) [m/s <sup>2</sup> ]	Vreme do EAV	Vreme do ELV	Kritična osa
	A(8) <sub>X</sub>	A(8) <sub>Y</sub>	A(8) <sub>Z</sub>		čas:min	čas:min	
IMT 533	2,19	1,72	1,62	<b>2,19</b>	0:24	2:19	X
IMT 539	4,20	3,44	2,33	<b>4,20</b>	0:06	0:35	X



Slika 7.21. Poređenje vrednosti A(8) za dva modela traktora – vuna

Sve izmerene i vrednovane veličine, kao i prikazi amplitude ubrzanja u vremenskom domenu, za sve tri ose, za jastuk ispunjen vunom, dati su u Prilogu 6.

### 7.3. VIŠEKRITERIJUMSKA ANALIZA

Višekriterijumska analiza je jedan od najpoznatijih alata za donošenje odluka pri razmatranju kompleksnih realnih problema. Ona se koristi vrlo često u poljoprivredi u kontekstu rešavanja složenih problema donošenja odluka (Srđević i os., 2003). Omogućava donošenje odluke u konfliktnim uslovima, kada postoji više alternativa i kriterijuma, od kojih neke treba maksimizirati, a neke minimizirati.

Vrlo važan deo analize je postupak dodeljivanja težinskih faktora jer može značajno uticati na konačno rešenje. Određivanje ovih faktora može biti na osnovu subjektivnih ili objektivnih pristupa. Subjektivni pristupi zasnovani su na određivanju težinskih faktora na osnovu informacije dobijene od donosilaca odluke ili od eksperata uključenih u proces odlučivanja i generalno se najviše koriste u praksi. Objektivni pristupi zanemaruju mišljenje donosioca odluke i zasnovani su na određivanju težinskih faktora na osnovu informacije sadržane u matrici odlučivanja primenom određenih matematičkih modela. (Agarski, 2014).

Najčešće se pri određivanju težinskih faktora primenjuju metode parcijalno-parnog poređenja ili rangiranja kriterijuma. Izbor najboljeg rešenja, za konkretan slučaj, vršiće se pomoću dve metode višekriterijumske analize:

- aditivne metode
- metode analitičkog hijerarhijskog procesa.

### 7.3.1. Aditivni metod

Čest naziv ovog metoda je i SAW (eng. *simple additive weighting*). Metod koristi matricu odluka  $R$ . Svaki red matrice odgovara jednoj alternativni, a svaka kolona jednom kriterijumu, element  $r_{ij}$  predstavlja rejting (performansu) alternative  $A_i$  u odnosu na kriterijum  $C_j$ . Za  $m$  kriterijuma ( $C_1, C_2, \dots, C_m$ ) i  $n$  alternativa ( $A_1, A_2, \dots, A_n$ ), matrica  $R$  ima oblik (Blagojević i os., 2012):

$$R = \begin{matrix} & w_1 & w_2 & \dots & w_m \\ \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & \dots & r_{1m} \\ r_{21} & \cdot & \dots & r_{2m} \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ r_{n1} & \cdot & \dots & r_{nm} \end{bmatrix} & & & & \end{matrix} \quad (7.1)$$

Vrednosti ( $w_1, w_2, \dots, w_m$ ), upisane iznad matrice, predstavljaju težinske vrednosti kriterijuma i njihov zbir je 1. Težinske vrednosti definisane su od strane donosioca odluka tj. primenjen je subjektivni pristup (koji se u praksi i najviše koristi). Subjektivni pristupi odražavaju subjektivno mišljenje i intuiciju donosilaca odluke, čime donosilac odluke utiče na rezultat procesa odlučivanja (može se organizovati i grupni rad učesnika ili se težinski faktori određuju objedinjavanjem individualnih ekspertskih ocena vrednosti kriterijuma). U konkretnom slučaju korišćena je subjektivna metoda gde donosilac odluke rangira značaj promena kriterijuma od najgore do najbolje vrednosti kriterijuma. Rezultujući težinski faktori normalizuju se tako da suma težinskih faktora iznosi jedan (Agarski, 2014).

SAW je jednostavan metod i direktno se primenjuje na matricu odlučivanja. Za svaku alternativu se izračunava ukupna vrednost alternative  $S_i$ :

$$S_i = \sum_{j=1}^m w_j x_{ij}, \quad i = 1, 2 \dots n \quad (7.2)$$

gde je:

$S_i$  – ukupni rejting alternative (rang alternative)

$w_j$  – težinski faktor kriterijuma

$$\sum_{j=1}^m w_j = 1, \quad 0 < w_j < 1 \quad (7.3)$$

$x_{ij}$  – element normalizovane matrice performansi

$$x_{ij} = r_{ij} \left( \sum_{i=1}^n r_{ij} \right)^{-1} \quad (7.4)$$

**n** – broj alternativa,

**m** – broj kriterijuma.

Najbolja je alternativa sa najvećom vrednošću  $S_i$ .

U konkretnoj analizi, u matrici odluka  $R$  imamo pet redova (svaki red odgovara jednoj alternativu) i četiri kolone (svaka kolona odgovara jednom kriterijumu). Element  $r_{ij}$  predstavlja rejting (performansu) alternative  $A_i$  u odnosu na kriterijum  $C_j$ . Minimalni rejting iznosi 1, a maksimalni 4. Za 4 kriterijuma ( $C_1, C_2, C_3, C_4$ ) i 5 alternativa ( $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$ ), matrica  $R$  ima oblik:

$$R = \begin{matrix} & w_1 & w_2 & w_3 & w_4 \\ \begin{matrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & r_{14} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & r_{24} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & r_{34} \\ r_{41} & r_{42} & r_{43} & r_{44} \\ r_{51} & r_{52} & r_{53} & r_{54} \end{matrix} & & & & \end{matrix} \quad (7.5.)$$

**Redukcija vibracija:** Na osnovu dobijenih vrednosti dnevne izloženosti vozača (poglavlje 7.2.3.), mogu se dodeliti odgovarajući rejtingi alternativama. Najviši rejting, po ovom kriterijumu dobila je alternativa “vazduh”, a najmanji “memorijska pena” (tabela 7.15.).

**Tabela 7.15.** Rejtingi alternativa prema kriterijumu “Redukcija vibracija”

ALTERNATIVA	KRITERIJUM
	Redukcija vibracija
Vazduh	$r_{11}=4$
Voda	$r_{21}=3$
Memorijska pena	$r_{31}=1$
Sunder	$r_{41}=3$
Vuna	$r_{51}=2$

**Cena jastuka:** Rangiranje alternativa po ovom kriterijumu, može pružiti nerealnu sliku o kvalitetu pojedinih alternativa, zbog velikih varijacija cena jastuka u zavisnosti od

proizvođača. Sa druge strane, neki jastuci se uopšte i ne nalaze u masovnoj proizvodnji i do cene samih jastuka se moralo doći proračunom cene materijala i radnih sati za njihovu izradu. Najviša cena jastuka sa vazduhom i vodom doprinela je najnižoj njihovoj oceni prema ovom kriterijumu (tabela 7.16.).

**Tabela 7.16.** Rejtinzi alternativa prema kriterijumu “Cena jastuka”

ALTERNATIVA	KRITERIJUM Cena jastuka
Vazduh	$r_{12}=1$
Voda	$r_{22}=1$
Memorijska pena	$r_{32}=2$
Sunder	$r_{42}=4$
Vuna	$r_{52}=3$

**Stabilnost:** Vozači nisu imali većih primedbi na stabilnost prilikom vožnje i ona je rangirana u svim slučajevima između 3 i 4. Ovi rangovi (ocene), u potpunosti su rezultat subjektivne procene vozača (tabela 7.17.).

**Tabela 7.17.** Rejtinzi alternativa prema kriterijumu “Stabilnost”

ALTERNATIVA	KRITERIJUM Stabilnost
Vazduh	$r_{13}=3$
Voda	$r_{23}=3$
Memorijska pena	$r_{33}=4$
Sunder	$r_{43}=3$
Vuna	$r_{53}=4$

**Udobnost:** Ukoliko bi se koristila tabela 4.6, za doživljeni nivo komfora, iz ISO 2631-1:1997, najveću udobnost bi imali jastuci ispunjeni vazduhom, tvrdim sunderom i vodom. Ipak, u slučaju jastuka ispunjenog vodom subjektivni osećaj udobnosti nije bio optimalan jer su vozači prijavljivali temperaturnu nelagodnost tj. jastuci su bili suviše hladni. Merenja su vršena u zimskom i prolećnom periodu, kada su temperature bile između 5 i 15°C, a s



obzirom da traktori nisu imali kabine, voda u jastucima je vrlo brzo dobijala temperaturu okoline i predstavljala smetnju vozačima. Iako bi u traktoru sa kabinom i pri boljim temperaturnim uslovima osećaj udobnosti bio verovatno bolji, istraživanje se vezuje za najslabije, a ne najbolje uslove rada. Najmanju udobnost prema tabeli, a i prema subjektivnom osećaju vozača, imao je jastuk od memorijske pene. Ovaj jastuk se, pod težinom vozača, brzo elastično deformisao, i u vrlo tankom sloju nalazio između vozača i samog sedišta. Vozači su izjavljivali da su sa ovim jastukom imali osećaj kao da sede na osnovi sedišta, bez ikakvog jastuka (tabela 7.18.).

**Tabela 7.18.** Rejtinzi alternativa prema kriterijumu “Udobnost”

ALTERNATIVA	KRITERIJUM
	Udobnost
Vazduh	$r_{14}=4$
Voda	$r_{24}=2$
Memorijska pena	$r_{34}=1$
Sunder	$r_{44}=3$
Vuna	$r_{54}=3$

Pregled svih rejtinga alternativa dat je u tabeli 7.19.

**Tabela 7.19.** Pregled rejtinga svih alternativa za sve kriterijume

ALTERNATIVA	KRITERIJUM			
	Redukcija vibracija	Cena	Stabilnost	Udobnost
Vazduh	$r_{11}=4$	$r_{12}=1$	$r_{13}=3$	$r_{14}=4$
Voda	$r_{21}=3$	$r_{22}=1$	$r_{23}=3$	$r_{24}=2$
Memorijska pena	$r_{31}=1$	$r_{32}=2$	$r_{33}=4$	$r_{34}=1$
Sunder	$r_{41}=3$	$r_{42}=4$	$r_{43}=3$	$r_{44}=3$
Vuna	$r_{51}=2$	$r_{52}=3$	$r_{53}=4$	$r_{54}=3$

Pre određivanja ukupnog rejtinga alternative, neophodno je odrediti koeficijente težine kriterijuma  $w_i$ . Ovi kriterijumi određiće se subjektivnom procenom, pri čemu će se voditi računa da je zadatak istraživanje optimiziranje oscilatorne udobnosti sedišta, odnosno kvalitet

svakog jastuka da redukuje vibracije. Zato će ovaj kriterijum imati najvišu vrednost 0,32. Zbog bezbednosti vozača, važan je i kriterijum stabilnosti te je dobio vrednost 0,27. Opšta udobnost je dobila vrednost 0,24, a cena 0,17 (tabela 7.20.). Suma svih koeficijenata iznosi 1.

**Tabela 7.20.** Vrednosti težinskih koeficijenata  $w_i$

TEŽINE KRITERIJUMA				
Redukcija vibracija	Cena	Stabilnost	Udobnost	$\Sigma$
$w_1=0,32$	$w_2=0,17$	$w_3=0,27$	$w_4=0,24$	<b>1</b>

Sada se mogu sračunati i elementi normalizovane matrice performansi (tabela 7.21.).

**Tabela 7.21.** Elementi normalizovane matrice performansi

$x_{11} = \frac{4}{13}$	$x_{12} = \frac{1}{11}$	$x_{13} = \frac{3}{17}$	$x_{14} = \frac{4}{13}$
$x_{21} = \frac{3}{13}$	$x_{22} = \frac{1}{11}$	$x_{23} = \frac{3}{17}$	$x_{24} = \frac{2}{13}$
$x_{31} = \frac{1}{13}$	$x_{32} = \frac{2}{11}$	$x_{33} = \frac{4}{17}$	$x_{34} = \frac{1}{13}$
$x_{41} = \frac{3}{13}$	$x_{42} = \frac{4}{11}$	$x_{43} = \frac{3}{17}$	$x_{44} = \frac{3}{13}$
$x_{51} = \frac{2}{13}$	$x_{52} = \frac{3}{11}$	$x_{53} = \frac{4}{17}$	$x_{54} = \frac{3}{13}$

Na kraju se sračunava najbolja alternativa, prema obrascu 7.2. Rejting alternativa dat je u tabeli 7.22.

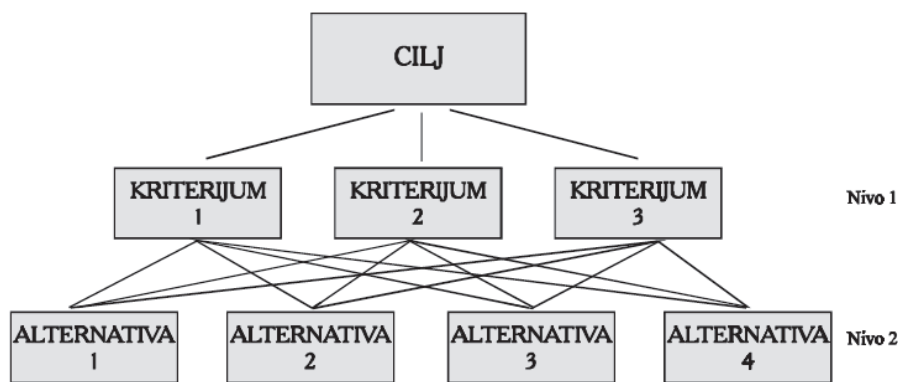
**Tabela 7.22.** Ukupan rejting alternativa

Alternative	Ukupan rejting alternativa
Vazduh	$S_1=0,244$
Voda	$S_2=0,175$
Memorijska pena	$S_3=0,138$
Tvrdo presovani sunder	$S_4=0,239$
Vuna	$S_5=0,214$

Nakon izvršene analize po aditivnoj metodi, najbolji rezultat ima jastuk ispunjen vazduhom, što je donekle i očekivano, jer je taj jastuk imao najbolju ocenu u odnosu na najvažniji kriterijum (sa najvećim težinskim faktorom). Jastuk od tvrdo presovanog suđera je, po rezultatu, vrlo blizu jastuku sa vazduhom jer je imao ujednačene ocene po svim kriterijumima. Voda ima relativno slab rejting, a na to su uticale slabe ocene po čak dva kriterijuma. Ubedljivo najslabiji rejting ima jastuk od memorijske pene.

### 7.3.2. Metoda analitičkog hijerarhijskog procesa - AHP metoda

AHP metoda (*eng. Analytical Hierarchy Process*) spada u najpoznatije i poslednjih godina najviše korišćene metode za višekriterijumsko odlučivanje. U osnovi, radi se o višekriterijumskoj tehnici koja se zasniva na razlaganju složenog problema u hijerarhiju. Cilj se nalazi na vrhu hijerarhije, dok su na nižim nivoima kriterijumi, podkriterijumi i alternative. Kao ilustracija je na slici data hijerarhija koju čine cilj, tri kriterijuma i četiri alternative (slika 7.22.).

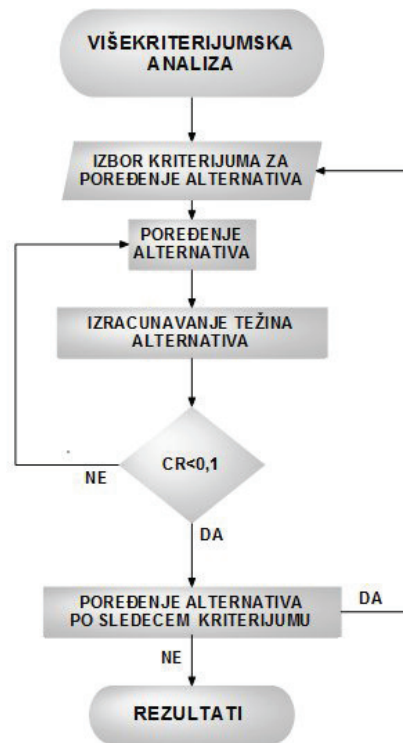


Slika 7.22. Opšti hijerarhijski model u AHP metodi (Agarski, 2014)

Metoda AHP koristi tablični zapis podataka za upoređivanje i rangiranje alternativa pri odlučivanju koja je od alternativa u prednosti u odnosu na ostale. Metoda upoređuje prednosti i nedostatke pojedinih alternativa i kao konačni daje prioritete alternativa u obliku jednog broja.

Kriterijumi za odabir određene alternative mogu imati različite važnosti zbog čega im se dodeljuju težine. AHP metoda temelji se na upoređivanju alternativa u parovima. Težine pojedinih kriterijuma određuju se upoređivanjem kriterijuma u parovima te određivanjem koliko je prvi kriterijum važniji od drugog kriterijuma.

Algoritam AHP metode dat je na slici 7.23.



Slika 7.23. Algoritam AHP metode

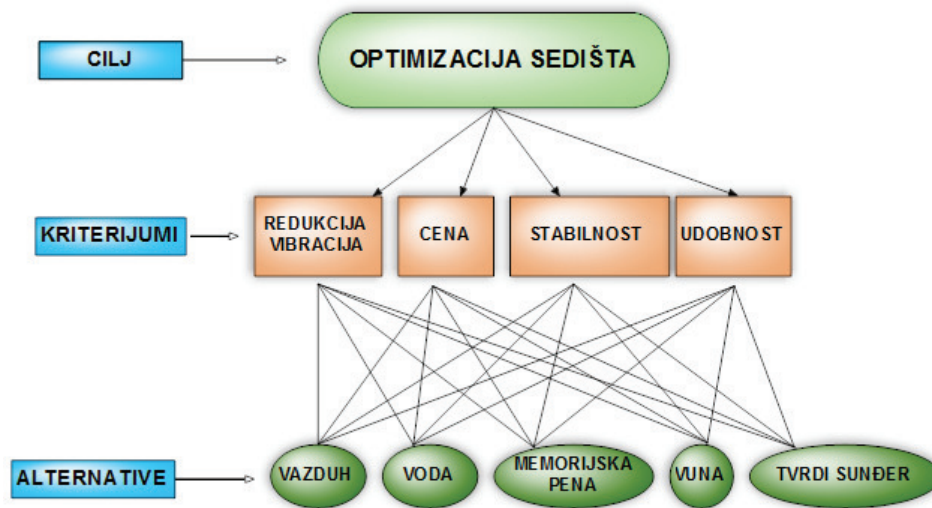
Donosilac odluke koristi mehanizam parcijalno-parnog poređenja Satijevom (Saaty) skalom sa vrednostima od 1 do 9 (tabela 7.23.).

Tabela 7.23. Satijeva skala vrednovanja

Značaj	Definicija	Objašnjenje
1	Istog značaja	Dva elementa su identičnog značaja odnosu na cilj.
3	Slaba dominantnost	Iskustvo ili rasuđivanje neznatno favorizuju jedanelement u odnosu na drugi.
5	Jaka dominantnost	Iskustvo ili rasuđivanje znatno favorizuju jedan elementu odnosu na drugi.
7	Demonstrirana dominantnost	Dominantnost jednog elementa potvrđena u praksi.
9	Apsolutna dominantnost	Dominantnost najvišeg stepena.
2, 4, 6, 8	Međuvrednosti	Potreban kompromis ili dalja podela

AHP metoda može identifikovati i analizirati nekonzistentnost donositelja odluke u procesu upoređivanja i vrednovanja elemenata hijerarhije. Ako je odnos konzistencije  $CR \leq 0.10$ , procene relativnih važnosti kriterijuma (prioriteta alternativa) smatraju se prihvatljivima. U suprotnom treba istražiti razloge zbog kojih je nekonzistentnost procena neprihvatljivo visoka.

Analitički model u ovoj metodi ostaće isti kao i kod aditivne metode, što podrazumeva iste kriterijume i alternative, sa ciljem da se na kraju rezultati ove dve metode uporede. Rangiranje važnosti kriterijuma, određiće se prema težinskim faktorima kriterijuma, a u zavisnosti od početnog zadatka proučavanja. Pet vrsta jastuka su alternative koje analiziramo, pokušavajući da dobijemo optimalnu (slika 7.24.).



Slika 7.24. Konkretni elementi hijerarhije u višekriterijumskoj analizi

Problemi odlučivanja danas se veoma uspešnomogu rešavati primenom softverskih alata. U rešavanju konkretnog praktičnog problema, koji seodnosi na izbor najkvalitetnijeg jastuka za sedište traktora sa aspekta redukcije vibracija, biće korišćen softver AHP Expert Choice 11.

Kao i u aditivnoj metodi i ovde je potrebnoprvo definisati težine kriterijuma u međusobno konzistentnim odnosima. Softver koristi i Satijevu skalu za upoređivanje odnosa važnosti.

Tako je, na primer, u poređenju kriterijuma „Redukcija vibracija“ i „Udobnost“, prvi kriterijum umereno važniji (ocena 4 u skali 1 do 9) u odnosu na drugi. Referenca za poređenje kriterijuma „Udobnost“ i „Stabilnost“ je crvene boje jer softver na taj način

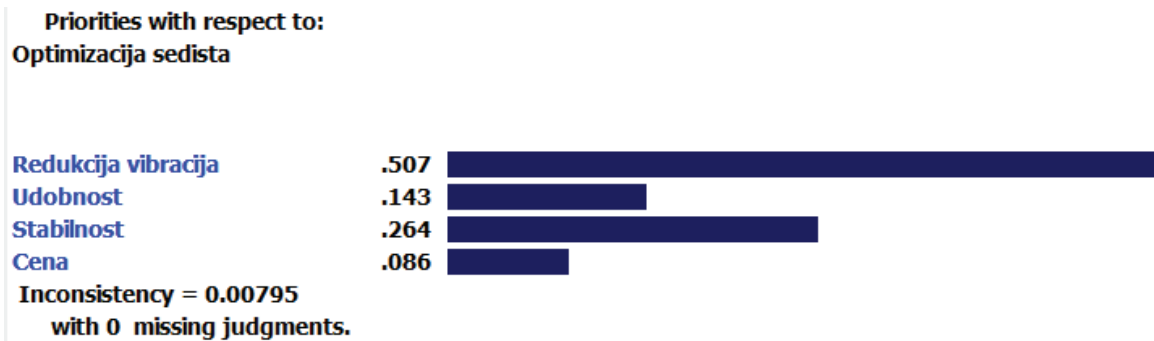
označava inverzne vrednosti (drugim rečima važnija je “Stabilnost” u odnosu na “Udobnost”) (slika 7.25.).

Compare the relative importance with respect to: Optimizacija sedista

	Redukcija v	Udobnost	Stabilnost	Cena
Redukcija vibracija		4.0	2.0	5.0
Udobnost			(2.0)	2.0
Stabilnost				3.0
Cena	Incon: 0.01			

Slika 7.25. Određivanje relativnih važnosti kriterijuma primenom Satijeve skale u programu Expert Choice

Softver vrši normalizaciju i računa srednje vrednost za svaki kriterijum. Tako su dobijene vrednosti težina kriterijuma cilja „Optimizacija sedišta“ (slika 7.26.). Najdominantniji je kriterijum “Redukcija vibracija” (0,507), a najmanje značajan kriterijum je „Cena“ (0,086).



Slika 7.26. Vrednosti težina kriterijuma po prioritetu

Nekonzistentnost donositelja odluke u procesu upoređivanja i vrednovanja kriterijuma je 0,00795, što se smatra više nego prihvatljivim (<0,10).

Sledeći korak je određivanje relativnih preferencija alternativa u odnosu na zadati kriterijum. Na osnovu informacija o alternativama formira se tablica preferencija (slika 7.27.). I ovde se koristi Sitijeve skala.

Compare the relative preference with respect to: Redukcija vibracija

	Vazduh	Voda	Memorijska	Tvrdo presovani	Vuna
Vazduh		2.0	7.0	2.0	4.0
Voda			5.0	1.0	2.0
Memorijska pena				(5.0)	(3.0)
Tvrdo presovani sundjer					2.0
Vuna	Incon: 0.01				

Compare the relative preference with respect to: Udobnost

	Vazduh	Voda	Memorijska	Tvrdo presovani	Vuna
Vazduh		5.0	8.0	3.0	3.0
Voda			2.0	(3.0)	(3.0)
Memorijska pena				(4.0)	(4.0)
Tvrdo presovani sundjer					1.0
Vuna	Incon: 0.01				

Compare the relative preference with respect to: Stabilnost

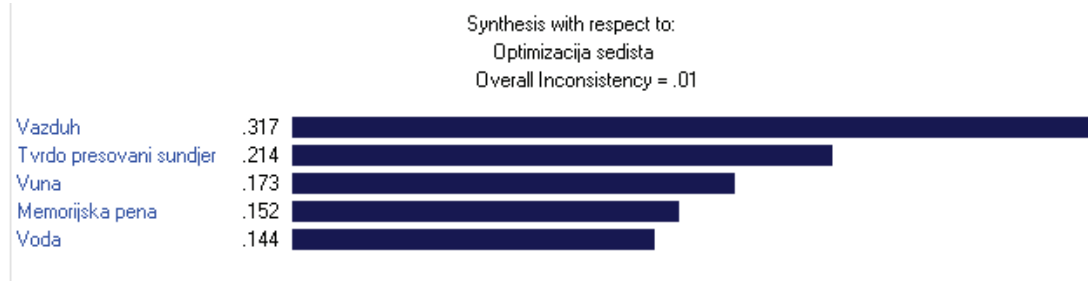
	Vazduh	Voda	Memorijska	Tvrdo presovani	Vuna
Vazduh		3.0	(3.0)	1.0	(2.0)
Voda			(5.0)	(3.0)	(4.0)
Memorijska pena				3.0	2.0
Tvrdo presovani sundjer					(2.0)
Vuna	Incon: 0.01				

Compare the relative preference with respect to: Cena

	Vazduh	Voda	Memorijska	Tvrdo presovani	Vuna
Vazduh		1.0	(3.0)	(7.0)	(5.0)
Voda			(3.0)	(7.0)	(5.0)
Memorijska pena				(4.0)	(2.0)
Tvrdo presovani sundjer					2.0
Vuna	Incon: 0.01				

Slika 7.27. Preferentnost alternativa prema kriterijumima

Konačne vrednosti prioriteta alternativa, sa ukupnom greškom nekonzistentnosti od 0,01 prikazane su na slici 7.28., prema kojoj je najpovoljnija alternativa “Vazduh” za ukupnim prioritetom 0,317 (31,7%), a najslabija alternativa “Voda” sa 0,144 (14,4%). Vrednosti su date i tabelarno (tabela 7.24.).



Slika 7.28. Rang lista alternativa

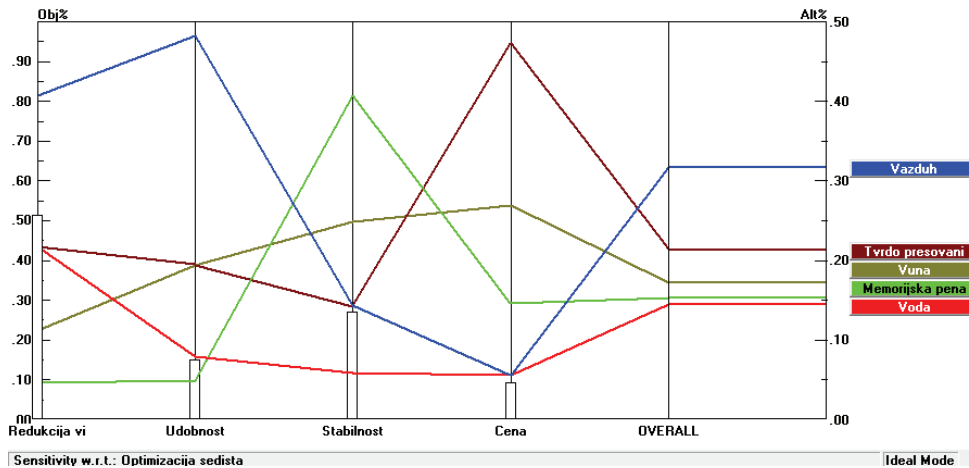
Tabela 7.24. Konačne vrednosti prioriteta alternativa

ALTERNATIVE	UKUPAN REJTING ALTERNATIVE
Vazduh	0,317
Voda	0,144
Memorijska pena	0,152
Tvrdo presovani sunder	0,214
Vuna	0,173

Nekonzistentnost donositelja odluke u procesu upoređivanja i vrednovanja alternativa je 0,01, što se smatra prihvatljivim ( $<0,10$ ).

Stabilnost dobijenog rešenja, u slučaju promena ulaznih podataka, utvrđuje se postupkom analize osetljivosti. Softver omogućuje ovakvu analizu na više načina. Jedan od njih je primena dijagrama performansi osetljivosti (*eng. performance sensitivity*). Na slici 7.29. dat je prikaz uticaja kriterijuma na svaku alternativu za konkretan slučaj. Ovaj dijagram u softveru *Expert Chioce* je dinamički jer omogućuje povlačenje stubaca kriterijuma i menjanje vrednosti njihovih težina na y osi dijagrama. Kao odgovor ovim promenama vrednosti težina javljaju se promene vrednosti prioriteta alternativa na pomoćnoj (desnoj) y osi dijagrama.

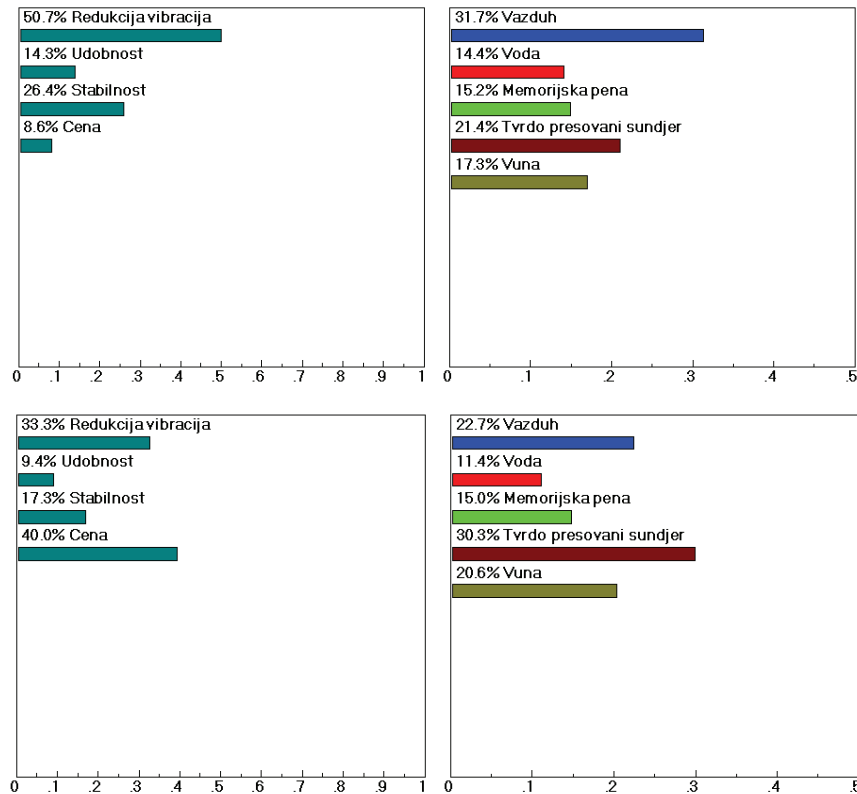




Slika 7.29. Dijagram performansi osetljivosti

Uticaj promene kriterijuma na preferenciju alternativa može se sagledati i pomoću dijagrama dinamičke osetljivosti (*eng. dynamic sensitivity*). Povlačenjem jedne od traka ispod naziva kriterijuma u levom delu prozora automatski se menjaju procenti težina svih kriterijuma, kao i prioriteta alternativa u desnom delu prozora.

Slika 7.30 prikazuje originalne rezultate i stanje nakon promene značaja kriterijuma "Cena".



Slika 7.30. Dijagram dinamičke osetljivosti

Povećanje značaja ovog kriterijuma na 40% (važnost kriterijuma “Redukcija vibracija” je osetno smanjena, ali i dalje velika u odnosu na preostala dva kriterijuma - oko 33%) obezbedilo bi prednost alternativni “Tvrdo presovani sunder”, koja bi postala dominantna sa oko 30% ukupne vrednosti.

Ukoliko bi se želeli pomiriti svi postavljeni zahtevi tj. ukoliko bi bila jednaka važnost svih kriterijuma, najbolja ili optimalna alternativa bi opet bio jastuk ispunjen vazduhom (0,426), dok bi sledeća alternativa bio jastuk od tvrdo presovanog sundera (0,348). Najslabija alternativa, i u ovom slučaju, bi bio jastuk ispunjen vodom (0,227) – Prilog 7.

Obe metode višekriterijumske analize dale su isto rešenje kada je u pitanju optimalna alternativa, po zadatim kriterijumima. Prema njima najbolja alternativa je “Vazduh”, a vrednost njegovog prioriteta iznosi 24,4% (po aditivnoj metodi), odnosno 31,7% (po AHP metodi) od ukupne vrednosti. Metode su dale različita rešenja u pogledu najslabije alternative, pa je po aditivnoj to jastuk od memorijske pene, a po AHP metodi jastuk ispunjen vodom.

Sa druge strane, kod metoda, postoji velika razlika u važnosti pojedinih kriterijuma. Kod aditivne metode, težine kriterijuma su direktna procena samog ocenjivača, dok je kod AHP metode, to posledica parcijalno – parnog poređenja značaja svakog elementa, za svaki kriterijum.

Tako je težina kriterijuma “Redukcija vibracija”, po aditivnoj metodi, iznosila 0,32, a po AHP metodi čak 0,507. Prema AHP metodi je težina kriterijuma “Cena” bila samo 0,086, što je dva puta manje od istog faktora po aditivnoj metodi (0,17). Vrednosti faktora težine ili važnosti, bile su gotovo iste za obe metode jedino u slučaju kriterijuma “Stabilnost”.

## **7.4. FAZILOGIČKO ZAKLJUČIVANJE**

Optimiziranje oscilatorne udobnosti sedišta traktora predstavlja višedimenzionalni problem. Bez obzira što je osnovni zadatak dobijanje rešenja sa aspekta redukcije vibracija, ne treba zaboraviti ni ostale značajne aspekte kao što je npr. opšta udobnost ili cena ponuđenog rešenja. Neki od kriterijuma su kvalitativni i nemaju precizno definisane vrednosti, dok se kod kvantitavnih često javlja problem da njihove vrednosti ne možemo oceniti objektivno (npr. cena ponuđenog rešenja je realna brojčana vrednost koja kod jednog eksperta, koji vrši procenu, može biti visoka, a kod drugog niska). Rešavanje takve vrste problema je moguće primenom fazi logike koja to omogućava svojim „maglovitim“ pristupom.

Fazi logika predstavljena je šezdesetih godina XX veka i pojednostavljuje proces donošenja odluka, simuliranjem razmišljanja eksperta u okruženju koje karakteriše nesigurnost i nepreciznost. Ideja fazi logike jeste da element može delimično pripadati u više podskupova, za razliku od Bulove logike gde element može pripadati ili ne pripadati. Stepem pripadanja elementa fazi skupu označava se vrednošću od 0 do 1.

Fazzi logika se primenjuje pri sastavljanju fazi kontrolera (engl. Fuzzy Inference System – FIS), koji uspostavlja vezu između ulaznih i izlaznih promenljivih. Veliki pomak u odnosu na klasične matematičke modele nalazi se u činjenici da odnos nije određen kompleksnim matematičkim jednačinama, već skupom logičkih pravila u koje je pretočeno razmišljanje i iskustvo eksperta. Modeli zasnovani na fazi logici sastoje se od „if – then“ pravila.

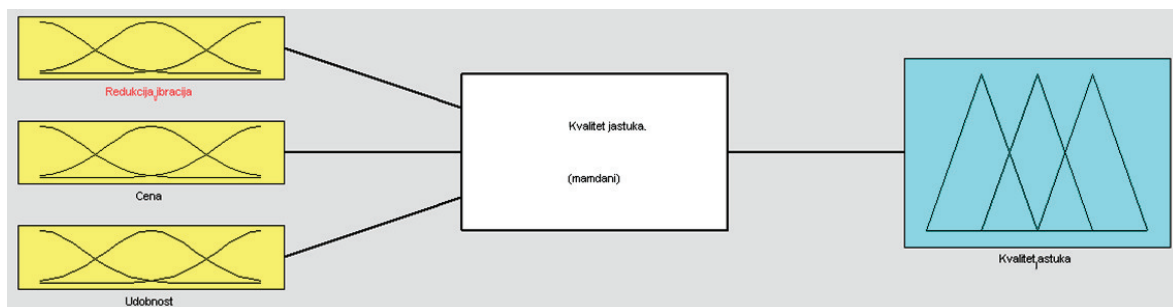
#### 7.4.1. Izbor ulaza i izlaza fazi sistema

Prvi korak u projektovanju predstavlja izbor ulaza i izlaza sistema. Ulazi kontrolera će biti:

- *Redukcija vibracija* - kvantitativni parametar dobijen merenjima u realnim uslovima
- *Cena jastuka za sedišta* – kvantitativni parametar dobijen od strane proizvođača jastuka
- *Udobnost jastuka* – kvalitativni parametar dobijen od strane samih vozača

Stabilnost, kao kvalitativni parametar u fazilogičkom odlučivanju, nije uzeta u obzir jer vozači, prilikom ocenjivanja ovog parametra, nisu imali većih primedbi, pa bi dodavanje ovog parametra samo povećalo broj uspostavljenih pravila, bez konkretnog doprinosa kvalitetu izlaznog rešenja.

Izlaz sistema bi bio *Kvalitet jastuka* i ta vrednost će biti rezultat fazilogičkog zaključivanja (slika 7.31.).



Slika 7.31. Ulaz i izlaz fazi sistema u programu Matlab

### 7.4.2. Lingvističke promenjive i lingvističke vrednosti

Jedna od osobina fazilogike je da se bazira na prirodnom jeziku, na osnovama ljudskog sporazumevanja. Lingvističke promenjive bi trebalo da imaju i lingvističke vrednosti. To mogu biti: „negativno veliko“, „negativno srednje“, „negativno malo“, „blisko nuli“, „pozitivno veliko“, „dobro“, „otvori brzo“ i sl. Ovim vrednostima možemo da dodelimo i numeričku predstavu u cilju lakšeg i kraćeg obeležavanja.

U slučaju konkretnog sistema, lingvističke vrednosti će biti “loše”, “srednje” i “dobro”.

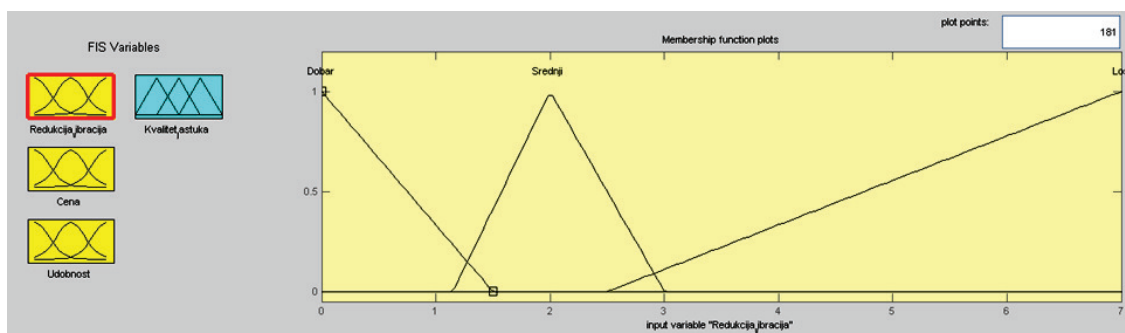
### 7.4.3. Funkcije pripadanja

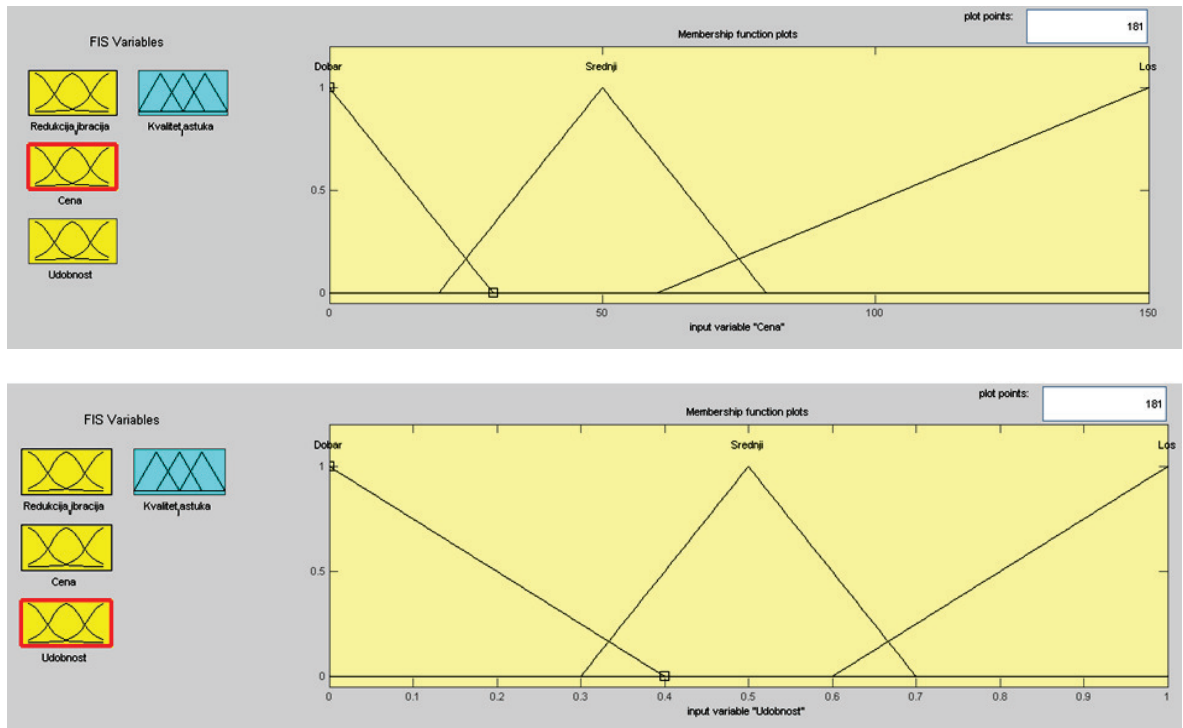
Funkcija pripadanja predstavlja kontinualno merilo sigurnosti da li je naša promenjiva klasifikovana kao ta lingvistička vrednost. Ova funkcija određuje stepen pripadanja nekog objekta datom fazi skupu.

Vrednosti ubrzanja, kao promenljive, za različite jastuke, kretale su se od 0 do 7m/s<sup>2</sup>. Taj raspon podeljen je na tri lingvističke vrednosti: dobar, srednji i loš. Cene jastuka predstavljene su u rasponu od 0 do 100 jedinica, podeljeno na tri grupe, u zavisnosti šta se smatra dobrom, a šta lošom cenom. Opseg za treći ulaz - kriterijum tj. udobnost je od 0 do 1 (tabela 7.25. i slika 7.32.). Treba naglasiti da su ove vrednosti plod subjektivne procene, te je u ovom delu naročito važno znanje procenjivača o razmatranoj problematici.

**Tabela 7.25.** Lingvističke vrednosti za različite ulaze

	Redukcija vibracija	Cena	Udobnost
“dobar”	0-1,5m/s <sup>2</sup>	0-30	0-0,4
“srednji”	1,15-3m/s <sup>2</sup>	20-80	0,3-0,7
“loš”	2,5-7m/s <sup>2</sup>	60-100	0,6-1



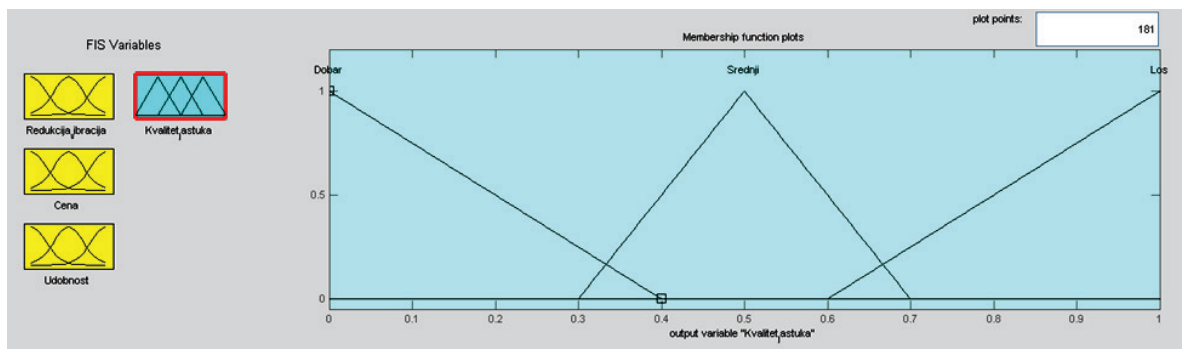


Slika 7.32. Prikaz lingvističkih vrednosti za različite ulaze, u programu Matlab

Izlaz odnosno “Kvalitet jastuka” definisan je na sličan način kao i udobnost, u opsegu od 0 do 1 (tabela 7.26. i slika 7.33.).

Tabela 7.26. Lingvističke vrednosti za izlaz “Kvalitet jastuka”

“dobar”	0-0,4
“srednji”	0,3-0,7
“loš”	0,6-1



Slika 7.33. Prikaz lingvističkih vrednosti za izlaz “Kvalitet jastuka” u programu Matlab

#### 7.4.4. Baza pravila

Cilj fazi sistema je da fazi logikom mapira preslikavanje ulaza u izlaze. Primarni mehanizam za to je lista ako - onda (eng. *if – then*) tvrđenja ili pravila. Sva pravila se izvršavaju paralelno i njihov redosled nije bitan. Ovakva lista pravila se naziva baza pravila (eng. *rule – base*). Pravila se odnose na lingvističke promenjive i na njihove osobine. Ako se prethodno definišu svi termini i sve osobine koje definišu te termine, tj. promenjive, može se pristupiti projektovanju sistema koji interpretira pravila.

Maksimalno moguć broj pravila je određen brojem ulaznih veličina i brojem lingvističkih vrednosti. Ako je broj ulaza  $n$ , a broj vrednosti za svaku veličinu ponaosob  $m$ , onda je maksimalan broj pravila  $m^n$ .

U konkretnom slučaju broj ulaznih veličina je 3 i broj lingvističkih vrednosti je takođe 3, pa je broj pravila 27 (tabela 7.27.).

**Tabela 7.27.** Baza pravila

1. Ako je Udobnost dobra	Cena dobra	Redukcija dobra	onda je Kvalitet dobar
2. Ako je Udobnost dobra	Cena dobra	Redukcija srednja	onda je Kvalitet dobar
3. Ako je Udobnost dobra	Cena dobra	Redukcija loša	onda je Kvalitet srednji
4. Ako je Udobnost dobra	Cena srednja	Redukcija dobra	onda je Kvalitet dobar
5. Ako je Udobnost dobra	Cena srednja	Redukcija loša	onda je Kvalitet loš
6. Ako je Udobnost dobra	Cena srednja	Redukcija srednja	onda je Kvalitet srednji
7. Ako je Udobnost dobra	Cena loša	Redukcija dobra	onda je Kvalitet dobar
8. Ako je Udobnost dobra	Cena loša	Redukcija loša	onda je Kvalitet loš
9. Ako je Udobnost dobra	Cena loša	Redukcija srednja	onda je Kvalitet srednji
10. Ako je Udobnost srednja	Cena dobra	Redukcija dobra	onda je Kvalitet dobar
11. Ako je Udobnost srednja	Cena dobra	Redukcija loša	onda je Kvalitet loš
12. Ako je Udobnost srednja	Cena srednja	Redukcija srednja	onda je Kvalitet srednji
13. Ako je Udobnost srednja	Cena loša	Redukcija dobra	onda je Kvalitet srednji
14. Ako je Udobnost srednja	Cena loša	Redukcija loša	onda je Kvalitet loš
15. Ako je Udobnost srednja	Cena loša	Redukcija srednja	onda je Kvalitet srednji
16. Ako je Udobnost srednja	Cena srednja	Redukcija dobra	onda je Kvalitet dobar
17. Ako je Udobnost srednja	Cena srednja	Redukcija loša	onda je Kvalitet loš
18. Ako je Udobnost srednja	Cena srednja	Redukcija srednja	onda je Kvalitet srednji
19. Ako je Udobnost loša	Cena dobra	Redukcija dobra	onda je Kvalitet dobar
20. Ako je Udobnost loša	Cena dobra	Redukcija loša	onda je Kvalitet loš
21. Ako je Udobnost loša	Cena dobra	Redukcija srednja	onda je Kvalitet srednji

22. Ako je Udobnost loša	Cena loša	Redukcija dobra	onda je Kvalitet srednji
23. Ako je Udobnost loša	Cena loša	Redukcija loša	onda je Kvalitet loš
24. Ako je Udobnost loša	Cena loša	Redukcija srednja	onda je Kvalitet loš
25. Ako je Udobnost loša	Cena srednja	Redukcija dobra	onda je Kvalitet srednji
26. Ako je Udobnost loša	Cena srednja	Redukcija loša	onda je Kvalitet loš
27. Ako je Udobnost loša	Cena srednja	Redukcija srednja	onda je Kvalitet srednji

#### 7.4.5. Rezultati

Rezultati su dobijeni u programu Matlab i dati u tabeli 7.28.

**Tabela 7.28.** Ulazni i izlazni podaci po alternativama

	Redukcija vibracija	Cena jastuka	Udobnost jastuka	KVALITET JASTUKA
<b>Tvrdo presovani sunder</b>	2,5	15	0,25	<b>0,163 - DOBAR</b>
<b>Vazduh</b>	1,15	80	0,1	<b>0,176 - DOBAR</b>
<b>Voda</b>	2,5	60	0,5	<b>0,5 - SREDNJI</b>
<b>Vuna</b>	3,5	20	0,3	<b>0,5 - SREDNJI</b>
<b>Memorijska pena</b>	5	30	0,7	<b>0,826 - LOŠ</b>

Kao konačni rezultat fazi logičkog zaključivanja, kao najoptimalnija varijanta, dobijena je alternativa “Tvrdo presovani sunder”. Sa dobrim kvalitetom izdvaja se i alternativa “Vazduh”. Ostale alternative su srednjeg ili lošeg kvaliteta. Ovi rezultati se poklapaju sa rezultatima dobijenim višekriterijumskom analizom.

## **8. ZAKLJUČAK**

Ovaj doktorska disertacija usmerena je, pre svega, na uočavanje problema izloženosti vozača traktora u našoj zemlji, visokim dnevnim nivoima vibracija. Ovaj problem je naročito izražen pri radu sa starim traktorima i traktorima relativno nepoznatih proizvođača, koji nemaju kvalitetne sisteme elastičnog oslanjanja, pa se vibracije direktno sa konstrukcije prenose na sedište i zatim na telo vozača. Upravo takav je najveći broj traktora koji se koriste u našoj zemlji.

Posledice po zdravlje mogu biti manje ili veće, u zavisnosti od dužine izlaganja i nivoa samih vibracija. Ova oboljenja, u najvećem broju slučajeva, nisu mogla biti proučavana kao profesionalne bolesti i oštećenja zdravlja jer je profesionalnih vozača traktora u našoj zemlji veoma malo. S obzirom na broj traktora i broj vozača traktora u Srbiji, jasno je da postoji grupa zdravstveno ugroženih ljudi, koji obavljaju svoje radne delatnosti, ali ih medicina rada ne prepoznaje jer se radi o samostalnim poljoprivrednicima.

Činjenica je da su mere za eliminisanje ili redukciju štetnog dejstva vibracija na zdravlje vozača traktora, u domaćoj literaturi, kao tema gotovo potpuno neobrađene. Ovaj rad, pored uočavanja problema, bavi se i analizom mogućnosti da se problem delimično ili potpuno reši. Rešenje problema je tehničke prirode i odnosi se na optimiziranje oscilatorne udobnosti sedišta sa aspekta redukcije vibracija. Ograničavajući element u nalaženju rešenja bio je ekonomski faktor tj. cena rešenja jer je ona morala da bude prihvatljiva za vozača traktora u našoj zemlji. Neka od rešenja kao što su zamena sedišta, npr. novim kvalitetnim poluaktivnim sedištimima nisu bila ekonomski prihvatljiva, s obzirom na niske cene prosečnih traktora u našoj zemlji, starosti između 15 i 20 godina. Druga rešenja, kao što je naknadna ugradnja ogibljenja na osovinama ili kabini ovih traktora, sa ekonomskog aspekta su još manje prihvatljiva, pri čemu je problematična i tehnička izvodljivost ovih rešenja.

Očigledno je da je broj mogućih rešenja problema štetnog dejstva vibracija, kod naših traktora sveden gotovo na minimum, pri čemu dodatno ograničenje predstavlja i težnja da eventualno rešenje bude tehnički jednostavno, a ekonomski povoljno. Rešenje se pokušalo naći u pretpostavci da neki materijali ili fluidi bolje izoluju vibracije i amortizuju udare, nego sunder, koji je uobičajen materijal za oblaganje sedišta, kod traktora starije generacije. U smislu dokaza postavljene pretpostavke, izvršen je niz merenja veličina vibracija, sa različitim materijalima i fluidima, a na tipičnim traktorima za ovo podneblje. Većina materijala i fluida, korišćenih pri merenjima, nisu na taj način, do sada, ispitivani u praksi.



Osnovni kriterijum za analizu optimalnog rešenja, s obzirom na postavljene zadatke disertacije, predstavljala je sposobnost jastuka da redukuje vibracije na sedištu. Ipak, nije se smeo zaboraviti ni značaj nekih drugih kriterijuma za ocenu kvaliteta rešenja. Po mišljenju vlasnika traktora, cena samih jastuka, tj. ekonomski faktor, je po važnosti ispred kriterijuma redukcije vibracije, što i ne čudi s obzirom na generalno nepoznavanje štetnog dejstva vibracija na telo, od strane samih vozača. Osim toga, moralo se razmišljati i o mogućem ugrožavanju stabilnosti vozača pri vožnji zbog dodatka novog jastuka i na kraju i o opštoj udobnosti novih jastuka.

Optimiziranje sedišta na osnovu više postavljenih kriterijuma, a za ponuđene alternative odnosno jastuke, izvršena je pomoću metoda višekriterijumske analize i fazilogičkim zaključivanjem, pri čemu je u svim analizama naglašena važnost osobine jastuka da smanje visoke nivoe izloženosti vozača vibracijama, s obzirom da je to bio postavljeni zadatak ovog istraživanja.

Kao najbolja rešenja, po zadatim kriterijumima, izdvojile su se dve alternative, jastuk od tvrdo presovanog sunđera i jastuk ispunjen vazduhom, pri čemu bi krajnji izbor bio ipak tvrdo presovani sunđer, s obzirom na ujednačene ocene po većini kriterijuma.

Dobijanje optimalnog rešenja, prihvatljivog za poljoprivrednike i sa tehničkog i sa ekonomskog aspekta, predstavlja najvažniji doprinos ove doktorske disertacije. To rešenje dobijeno je na osnovu odgovarajućih analiza i potkrepljeno praktičnim merenjima ubrzanja vibracija.

Sa druge strane, ovo istraživanje bi trebalo, u teorijskom, a naročito praktičnom delu, da predstavlja korak napred u podizanju nivoa znanja iz oblasti dejstva vibracija u realnim uslovima, s obzirom na uočen deficit ozbiljnih i kvalitetnih istraživanja, naročito u našoj zemlji.

Jedan od doprinosa je i razvijeni fazi sistem, koji se zasniva na primeni fazi logike i teorije fazi skupova. Ova sistem, osim što je neposredno poslužio da se procene rešenja sedišta, koja su razmatrana u radu i da se odabere najbolje, predstavlja doprinos sam po sebi. Naime, fazi sistem se, na osnovu znanja ugrađenog u bazu znanja i bazu pravila fazi sistema, a koji su posledica sublimiranih rezultata istraživanja u ovom radu, može se primeniti kao univerzalni alat za brzu procenu kvaliteta i drugih rešenja sedišta, koja ovde nisu bila predmet razmatranja.

Dalja istraživanja odnosila bi se na merenjima i vrednovanjima vrednosti vibracija pri različitim poljoprivrednim operacijama, s obzirom da je akcenat u ovom istraživanju dat, uglavnom, oranju. Takođe, trebalo bi istražiti i eventualni uticaj nekih drugih faktora, kao što

su težina vozača i radna brzina. Čini se da dosta prostora, u daljem istraživanju, ima i u pogledu ocene uticaja kvalitetne vožnje na veličinu izloženosti vozača vibracijama, jer su pri kvalitetnoj vožnji, nivoi izloženosti vibracijama, uglavnom, relativno mali, bez obzira na kvalitet samog traktora i njegovog sedišta.

## LITERATURA

**Agarski, B. (2014).** Razvoj sistema za inteligentnu višekriterijumsku procenu opterećenja životne sredine kod ocenjivanja životnog ciklusa proizvoda i procesa, doktorska disertacija, Univerzitet u Novom sadu, Fakultet tehničkih nauka.

**Backović, M., Babić, S. (2013).** Višekriterijumska optimizacija postupka izbora najpovoljnije polise životnog osiguranja, *Economics & Economy*, 1(1), 41-66

**Blagojević, B., Matić-Kekić, M., Ružić, D., Dedović D. (2012).** Primena metoda SAW, TOPSIS i CP u rangiranju traktora na bazi ergonomskih karakteristika. *Savremena poljoprivredna tehnika*, 38 (4), 287-376.

**Boshuizen H.C., Bongers P.M., Hulshof C.T.J. (1990).** Self – reported back pain in tractor drivers exposed to whole –body vibration *Int.Arch. Occup. Environ. Health*, 62 (2), 109-115.

**Bovenzi, M., Betta, A., (1994 ).** Low-back disorders in agricultural tractor drivers exposed to whole-body vibration and postural stress. *Applied Ergonomics* 25, 231-240.

**Bovenzi, M., Hulshof, C.T. (1998).** An Updated Review of Epidemiologic Studies on the Relationship Between Exposure to Whole-Body Vibration and Low Back Pain *Journal of Sound and Vibration*. 215: 595-611.

**Broch, J. T. (1984).** Mechanical Vibration and Shock Measurements. Bruel & Kjar.

<sup>a</sup>**Bruel & Kjaer (1998).** Human vibration. Lecture note.

<sup>b</sup>**Bruel & Kjaer (1998).** Vibration measurement and analysis. Lecture note.

<sup>c</sup>**Bruel & Kjaer (1998).** Introduction to shock and vibration, Lecture note.

**Christ, W., Dupuis, H. (1968).** Untersuchung der möglichkeit von gesundheitlichen Schädigungen im bereich der Wirbelsäule bei Schlepperfahren (I), (II) (Investigation of the possibility of injury to health in the region of the spine of tractor drivers, parts 1 and 2) *Medizinische Welt* 19.

**Council Directive 78/764/EEC (1978)** .On the approximation of the laws of the Member States relating to the driver's seat on wheeled agricultural or forestry tractors – Official Journal of the European Communities No L255.

**Cook, A. M., Hussey, S. M. (1995).** Assistive Technologies: Principles and Practice. St. Louis, MO: Mosby–Year Book Inc.

**Cvetanović, B., Jovanović, J. (2013).** Pregled negativnih zdravstvenih efekata dejstva vibracija na vozaca traktora. *Traktori i pogonske mašine*, 18 (3), 58-65.

**Cvetanović, B., Zlatković, D. (2013).** Evaluation of whole-body vibration risk in agricultural tractor drivers. *Bulgarian Journal of Agricultural Science*, 19 (5), 1161-1166.

<sup>a</sup>**Cvetanović, B., Cvetković, D., Cvetković, M. (2014).** The experience of drivers and the performance of driving as impact factors of vibration levels in agricultural tractors. 24<sup>th</sup> International Conference Noise and Vibration, Serbia, 163-166.

<sup>b</sup>**Cvetanović, B., Cvetković, M., Cvetković, D., (2014).** Procena rizika po zdravlje vozača od vibracija nastalih pri eksploataciji traktora. Poljoprivredna tehnika, 39(3), 21-29.

<sup>c</sup>**Cvetanović, B., Cvetković, D., Ristić, M., Milošević, A. (2014).** Application of 3x3 matrix method in the estimating of risk of vibrations generated during the use of agriculture tractors. Journal of environmental protection and ecology 15 (2), 750-757.

<sup>d</sup>**Cvetanović, B., Cvetković, M., Cvetković, D., Ristić, M. (2014).** Effect of the Suspension on Whole Body Vibration: Comparison of High Power Agricultural Tractors. VIII International conference Heavy machinery-HM 2014, Serbia, G7-11.

<sup>e</sup>**Cvetanović, B., Cvetković, M., Cvetković, D. (2014).** Vibracije kao profesionalni rizik po zdravlje ratara u ruralnoj proizvodnji, Rizik i bezbednosni inženjering, Kopaonik.

**Cvetković, D., Praščević, M. (2008).** Buka i vibracije. Fakultet zaštite na radu, Univerzitet u Nišu.

**Cvetković, D., Praščević, M. (2005).** Buka i vibracije.

**Cvetković, D., Praščević, M. (1999).** Buka i vibracije - Zbirka zadataka sa teorijskim osnovama, Univerzitet u Nišu.

**Dupuis, H., Zerlett, G. (1987).** Whole-Body Vibration and Disorders of the Spine. International Archives of Occupational and Environmental Health, 59, 323-336.

**Demić, M., (2005).** Prilog projektovanju poluaktivnog sistema oslanjanja motornog vozila. Journal of Applied Engineering Science, 3(9), 7-16.

**European Agency for safety and health at work. (2008).** Workplace exposure to vibrations in Europe, an expert review, Belgium.

**European Parliament and the Council of the European Union. (2002).** Directive 2002/44/EC on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration), Official Journal of the European Communities, OJ L 177,13.

**Government of Alberta. (2010).** Best Practices – Vibration at the Work Site.

**Griffin, M.J. (1990).** Handbook of human vibration. London: Academic Press.

**Griffin, M.J. (1998).** Fundamentals of human responses to vibration. In: F.J. Fahy & J.G. Walker (Eds.), Fundamentals of Noise and Vibration, pp. 179-223, London: E & FN Spon.

**Haluzický, M., Kubik, S. (1957).** Myalgie a bolestiv krizoch u traktoristov (Myalgia and low backpain in tractor drivers). Pracovni lekarstvi 9, 121-124.

- Hartog, D. (1972).** Vibracije u mašinstvu, Građevinska knjiga, Beograd.
- Hostens, I., Ramon, H. (2003).** Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body, *Journal of sound and vibration* 266, 453-464.
- Hoppe-01, U. (2004).** Stand der Technik und aktuelle Entwicklungen bei der Traktorfederung. *Neue Landwirtschaft*, 5, 43-46.
- Huston, D.R., Johnson, C.C., Wood, M.A., Zhao, X. (1999).** Vibration attenuating characteristics of air filled seat cushion. *Journal of sound and vibration*, 222, 333-340.
- International Organization for Standardization (1992).** ISO 10326-1:1992 Mechanical vibration -- Laboratory method for evaluating vehicle seat vibration -- Part 1: Basic requirements.
- International Organization for Standardization (1997).** ISO2631-1:1997 Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements.
- International Organization for Standardization (2004).** ISO 2631-5:2004 Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 5: Method for evaluation of vibration containing multiple shock.
- International Organization for Standardization (2002).** ISO 5008:2002 Agricultural wheeled tractors and field machinery -- Measurement of whole-body vibration of the operator
- International Organization for Standardization (2003).** ISO 5007:2003 Agricultural wheeled tractors -- Operator's seat -- Laboratory measurement of transmitted vibration.
- Johanning, E. (2013).** Whole-Body Vibration Related Disorders in Occupational Clinical Setting – An International Comparison, 5th International Conference on Whole Body Vibration Injuries, Amsterdam, Nederland.
- Klajn, I., Šipka, M. (2007).** Veliki rečnik stranih izraza, Prometej, Novi Sad.
- Lines, J.A., Stiles, M., Whyte, R.T. (1995).** Whole Body Vibration During Tractor Driving. *Journal of Low Frequency Noise and Vibration*, 14(2), 87-104.
- Mačvanin N., Prokeš, B., Furman, T. (2008).** Bolesti u vezi sa radom sa posebnim osvrtom na oboljenja kičmenog stuba kod vozača poljoprivrednih mašina. *Traktori i pogonske mašine*, 13(4), 139-144.
- Mačvanin N., Prokeš, B., Furman, T. (2010).** Vozači-rukovaoci poljoprivrednih mašina - karakteristike bolesti vezanih uz rad. *Savremena poljoprivredna tehnika*, 36(4), 465-472.
- Mačvanin N., Prokeš, B., Savin, L., Sikimić, M. (2012).** Principi procene profesionalnog rizika kod vozača traktora i druge poljoprivredne mehanizacije. *Savremena poljoprivredna tehnika* 38 (3), 231-242.

**Mačvanin N., Prokeš, B., Simikić, M., Savin, L., Lomen, I. (2013).** Merenje, analiza i zdravstveni efekti delovanja lokalnih vibracija na vozače traktora. *Savremena poljoprivredna tehnika*, 39(1), 53-64.

**Marul, M., Karabulut, A. (2012).** Vibration effects examination of cushions used on tractor driving seat, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 42(4), 31–40, Sofia.

**Nishiyama, K., Taoda, K., Kitihara, T. (1998).** A decade of improvement in whole-body vibration and low back pain for freight container tractor drivers. *Journal of Sound and Vibration* 215: 635–642.

**Ozkaya, N., Goldheyder, D., Willems, B. (1996).** Effect of operator seat design on vibration exposure. *American Industrial Hygiene Association Journal* 57, 837–842.

**Palmer K.T., Griffin M.J., Bendall H., Pannett B., Coggon D. (2000).** Prevalence and pattern of occupational exposure to whole body vibration in Great Britain: findings from a national survey. *Occupational and Environmental Medicine*. 57: 229-236..

**Petrović, P. (2005).** Opšti pristup rešavanju problematike buke. *Traktori i pogonske mašine*, 10(4), 34-40.

**Petrović, P., Bracanović, Z., Vukas, S. (2005).** Oscilatorne pojave kod poljoprivrednih traktora. *Poljoprivredna tehnika*, 30(2), 15-23.

**Prasad, N, Tewari, V.K., Yadav, R. (1995).** Tractor ride vibration – A review. *Journal of Terramechanics*, 32 (4), 205-219.

**Prokeš, B., Mačvanin N., Savin, L., Lomen, I. (2012).** Mogući zdravstveni efekti vibracija na vozače traktora i mere za njihovu prevenciju. *Savremena poljoprivredna tehnika*, 38(3), 243-253.

**Prokeš, B., Mačvanin N., Simikić, M., Savin, L., Lomen, I. (2013).** Intenzitet opštih vibracija kod vozača poljoprivrednih traktora pri različitim režimima rada. *Savremena poljoprivredna tehnika*, 39(1), 1-76.

**Radonjić R.(2006).** Izolacija oscilatornih procesa traktora. *Poljoprivredna tehnika*, 31(2), 9-15.

**Radonjić, R., Janković, A., Radonjić, D., Aleksandrović, B. (2012).** Optimiranje traktorskih sistema sa aspekta opterećenja ljudskog operatora. *Poljoprivredna tehnika*, 37(4), 13-22.

**Radke, A.O. (1957).** Vehicle vibration - Man's new environment. Paper to ASME ann meeting, NewYork, (no 57-A--54).

**Republički zavod za statistiku (2012).** Popis poljoprivrede 2012 – Poljoprivredna mehanizacija, oprema i objekti u Republici Srbiji.

**Rosegger, R., Rosegger, S. (1960).** Health effects of tractor driving J.agric. Engng. Res. pp 241-275.

**Safework Australia (2009).** National Hazard Exposure Worker Surveillance – Exposure to vibration and the provision of vibration control measures in Australian workplaces.

**Scarlett, A.J., Price, J.S., Stayner, R.M. (2007).** Whole – body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of terramechanics* 44, 65-73.

**Scutter, S., Fulton, I., Cheng, V. (1999).** Tractor Driving and the Low Back: The Effect of an Air Cushion and a Swivel Seat on Spinal Movement During Rotation. South Australia, Division of Rural Industries Research and Development Corporation, University of South Australia.

**Scarlett, A.J., Price, J.S., Stayner, R.M. (2002).** Whole-body vibration: Initial evaluation of emissions originating from modern agricultural tractors. Silsoe Research Institute.

**Scarlett, A.J., Price, J.S., Semple, D.A, Stayner, R.M. (2005).** Whole-body vibration on agricultural vehicles: evaluation of emission and estimated exposure levels. Research report prepared by Silsoe Research Institute and RMS Vibration Test Laboratory for the Health and Safety Executive

**Seidel, H., Tröster, F.A. (1970).** Ergebnis einer gezeilten Reihenuntersuchung von 60 Traktoristenauf Gesundheitsschadendurch Lärm und Vibration (Results of a serial mass screening of 60 tractor drivers on health damage by noise and vibration) *Zeitschrift für die gesamte Hygiene und ihre Grenzgebiete* 16, 447-450.

**Seidel, H., Heide, R. (1986).** Long - term effects of whole – body vibration: a critical survey of the literature. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 58, 1-26.

**Seidel, H., Blüthner, R., Hinz, B., Schust, M. (1998).** On the health risk of the lumbar spine due to whole-body vibration - Theoretical approach, experimental data and evaluation of whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration* 215 (4), 723-741.

**Službeni glasnik RS 93/2011 (2011).** Pravilnik o preventivnim merama za bezbedan i zdrav rad pri izlaganju vibracijama.

**South, T. (2004).** *Managing Noise and Vibration at Work, A practical guide to assessment, measurement and control*, Elsevier.

**Srđević, B., Srđević, Z., Zoranović, T. (2002).** PROMETHEE, TOPSIS i CP u višekriterijumskom odlučivanju u poljoprivredi. *Letopis naučnih radova*, 1:5-23.

**Stayner, R.M. (2001).** Whole-body vibration and shock: A literature review. RMS Vibration Test Laboratory for the Health and Safety Executive, United Kingdom.

**Stayner, R.M. (2003).** Whole body vibration measurement and control of exposure, EU symposium Good practise for handling vibration exposure in EU agriculture, Denmark.

**Stefanović, A. (2010.)** *Drumska vozila-osnovi konstrukcije*. Centar za motore i motorna vozila Mašinskog fakulteta u Nišu.

**U.S. Bureau of Labor Statistics. (2002).** Occupational Employment and Wages, Washington DC: U.S. Department of Labor.

**Uzunović, R. (1997).** Zaštita od buke i vibracija. Beograd.

**Vrielink, Huub H.E.Oude (2007).** Analysis of the exposure to whole-body and hand-arm vibrations using agricultural tractors. Report 2007-2.

**Vrielink, Huub H.E.Oude (2009).** Exposure to whole-body vibration and effectiveness of chair damping in high-power agricultural tractors having different damping systems in practice. Report 2009-10-1.

**Vrielink, Huub H.E.Oude (2012).** Final report tractor suspension test: Comparison of high-power agricultural tractors: effect on whole-body vibration exposure during a standardized test in practice.

**Walker-Bone, K., Palmer, K.T. (2002).** Musculoskeletal disorders in farmers and farm workers. Occupational Medicine 52, 441-450.



## PRILOZI

### Prilog 1. Originalno sedište – izmerene i vrednovane veličine

#### a) IMT 533

<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	2.4.2014 10:34:49				
<b>Elapsed time:</b>	00:10:54				
Name	Unit	X	Y	Z	VTV
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	3,644	3,236	5,780	11,617
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	12,194	11,821	11,802	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	6,384	4,650	5,204	12,221
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	23,025	16,771	13,407	31,483
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	5,245	4,288	6,043	
CF		6,055	7,125	9,145	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	
Underrange		No	No	No	

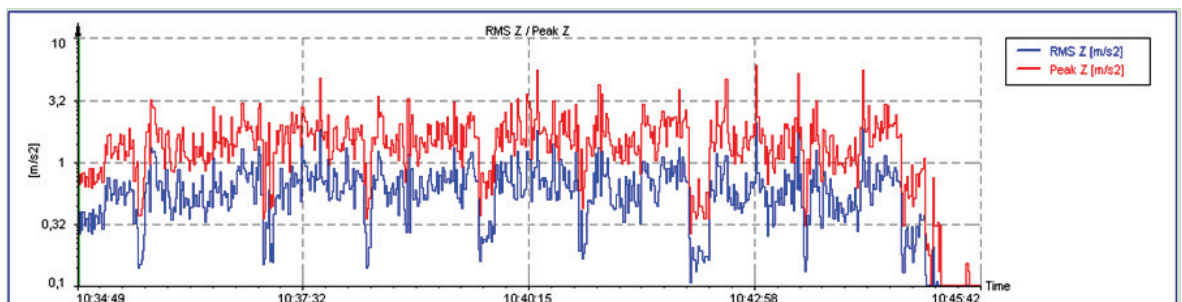
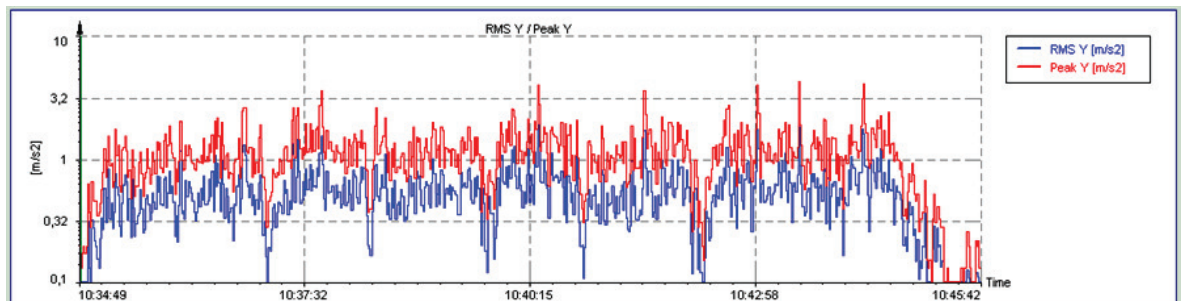
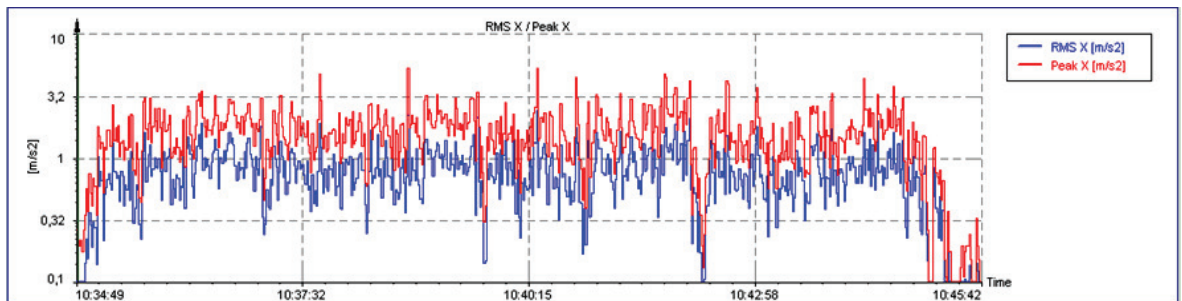
A(1): 2,043 [m/s<sup>2</sup>]

A(4): 4,092 [m/s<sup>2</sup>]

A(8): 5,780 [m/s<sup>2</sup>]

Time to reach EAV: 00:03

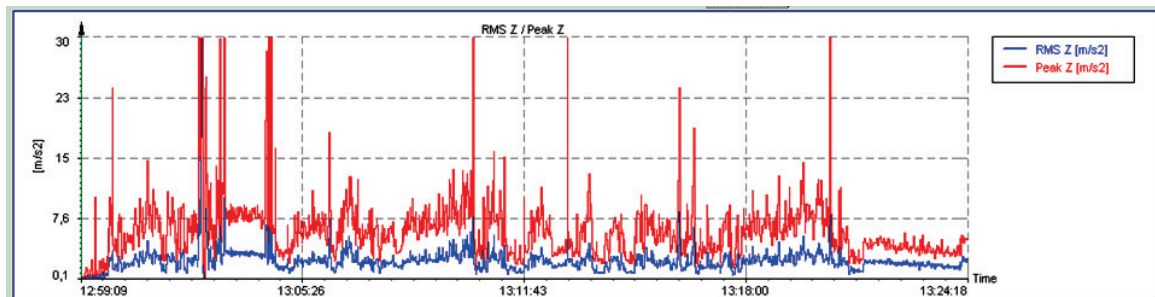
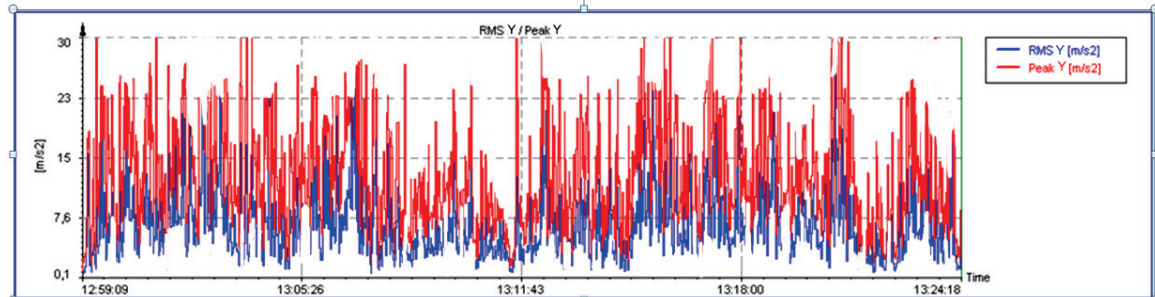
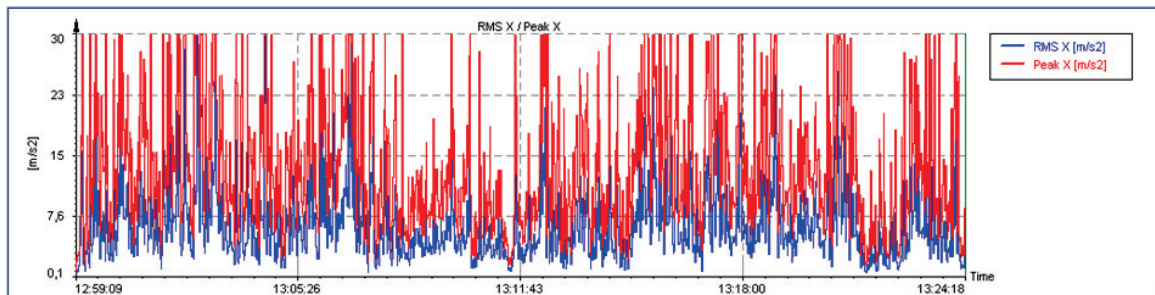
Time to reach ELV: 00:19



b) IMT 539

<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	21.12.2013 12:59:09				
<b>Elapsed time:</b>	00:25:12				
Name	Unit	X	Y	Z	VTV
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	8,942	3,052	3,147	12,909
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	21,612	10,649	60,803	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	60,212	40,968	46,563	77,940
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	98,581	52,831	66,187	109,756
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	39,676	31,852	35,786	
CF		4,437	10,436	11,371	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	

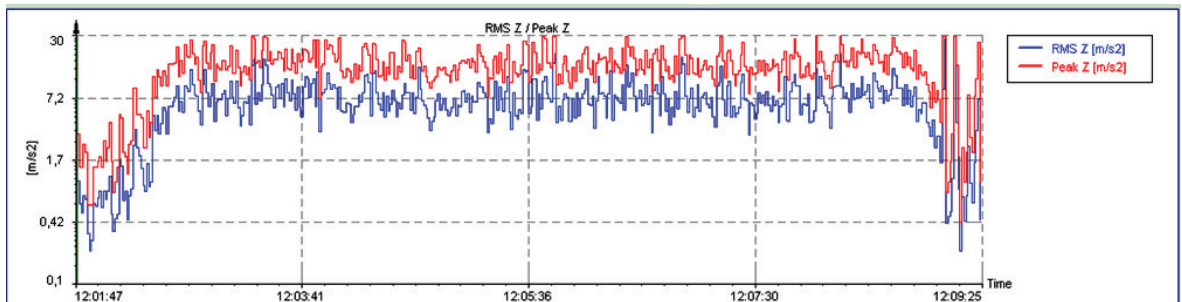
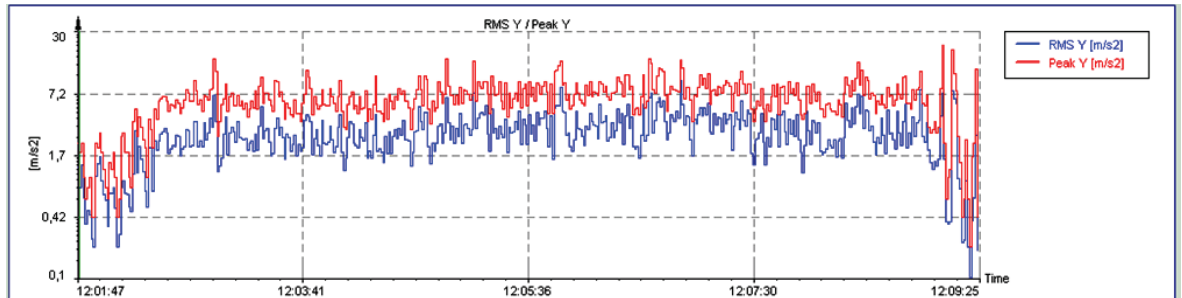
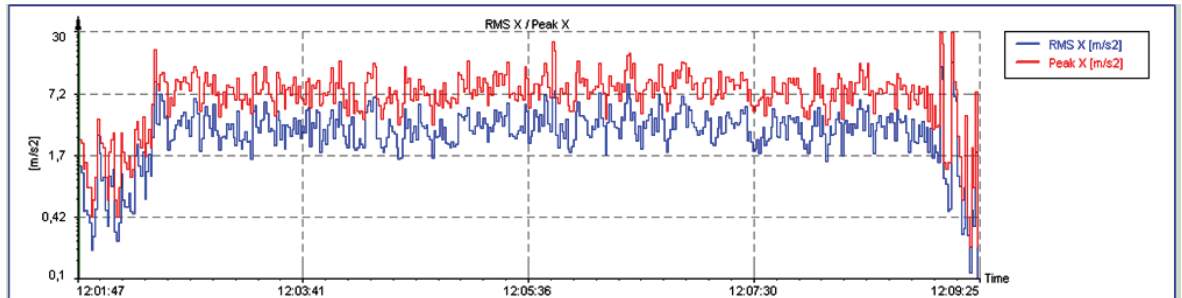
A(1): 4,426 [m/s<sup>2</sup>]  
 A(4): 8,852 [m/s<sup>2</sup>]  
 A(8): 12,519 [m/s<sup>2</sup>]  
 Time to reach EAV: 00:00  
 Time to reach ELV: 00:04



c) URSUS C-355

<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	27.3.2015 12:01:47				
<b>Elapsed time:</b>	00:07:39				
<b>Name</b>	<b>Unit</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>VTV</b>
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	3,672	3,320	9,761	10,406
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	13,116	8,183	26,553	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	28,707	21,942	70,429	86,713
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	113,112	86,460	198,220	244,051
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	45,477	22,172	174,820	
CF		12,384	6,676	22,522	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	
Underrange		No	No	No	

A(1): 3,452 [m/s<sup>2</sup>]  
 A(4): 6,904 [m/s<sup>2</sup>]  
 A(8): 9,761 [m/s<sup>2</sup>]  
 Time to reach EAV: 00:01  
 Time to reach ELV: 00:06

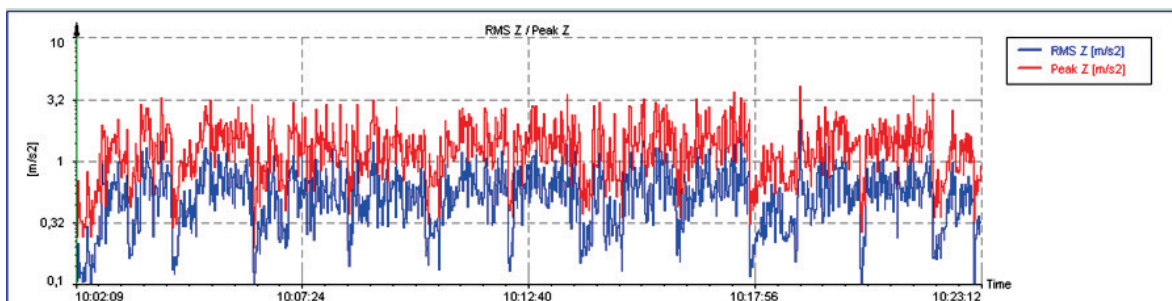
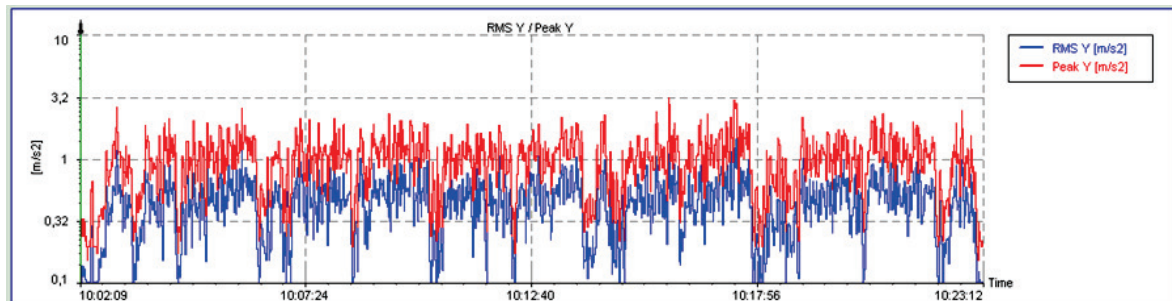
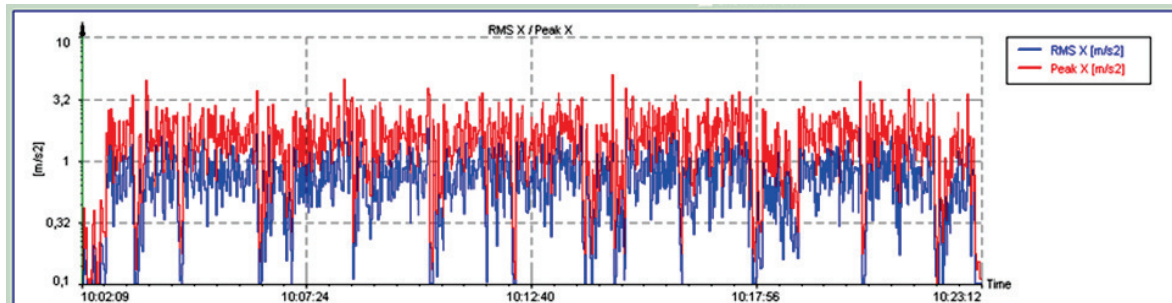


## Prilog 2. Vazduh – izmerene i vrednovane veličine

### a) IMT 533

<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	2.4.2014 10:02:09				
<b>Elapsed time:</b>	00:21:05				
Name	Unit	X	Y	Z	VTV
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	0,824	0,509	0,615	1,489
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	2,209	1,410	1,948	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	7,093	4,357	5,347	12,822
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	21,692	13,324	11,680	28,009
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	4,915	3,128	4,036	
CF		5,964	6,135	6,560	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	
Underrange		No	No	No	

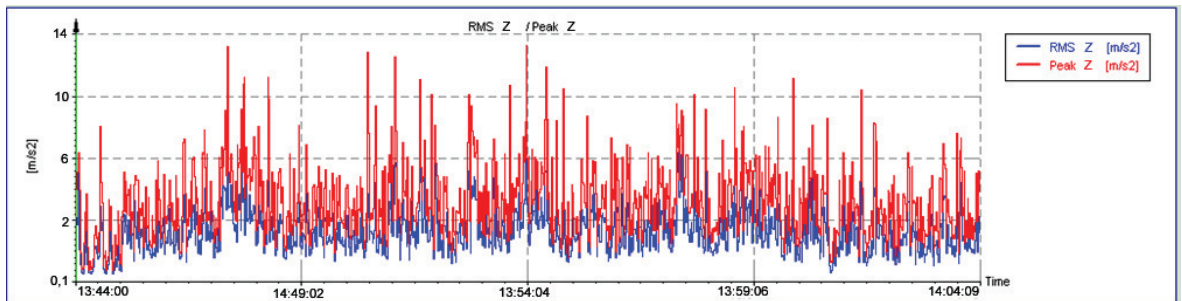
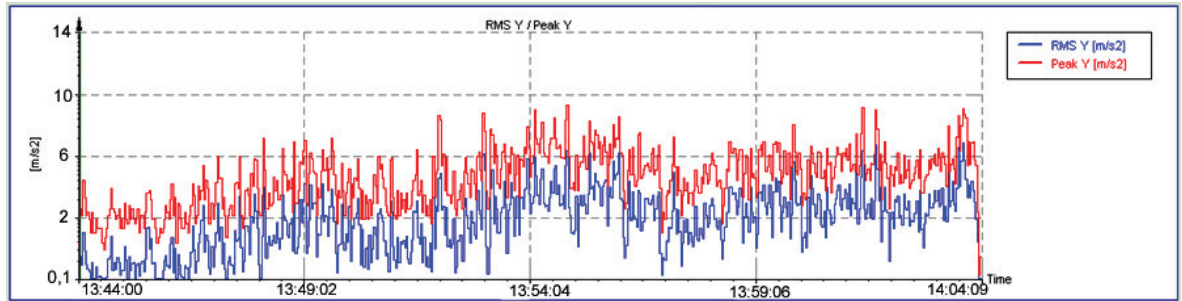
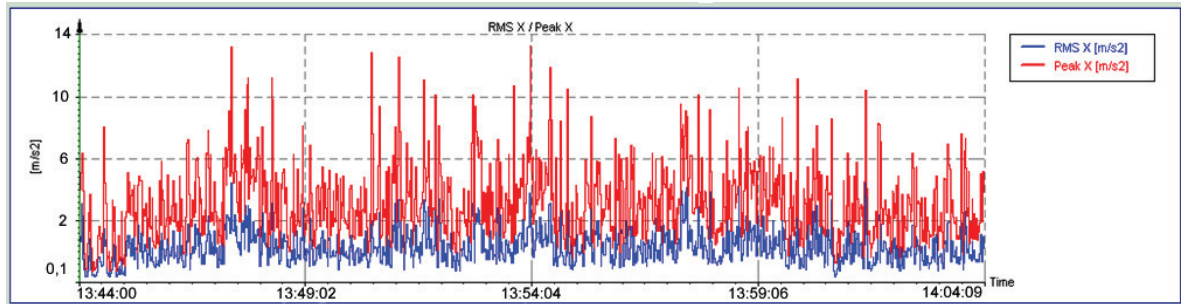
**A(1):** 0,407 [m/s<sup>2</sup>]  
**A(4):** 0,815 [m/s<sup>2</sup>]  
**A(8):** 1,153 [m/s<sup>2</sup>]  
**Time to reach EAV:** 01:30  
**Time to reach ELV:** 07:56



b) IMT 539

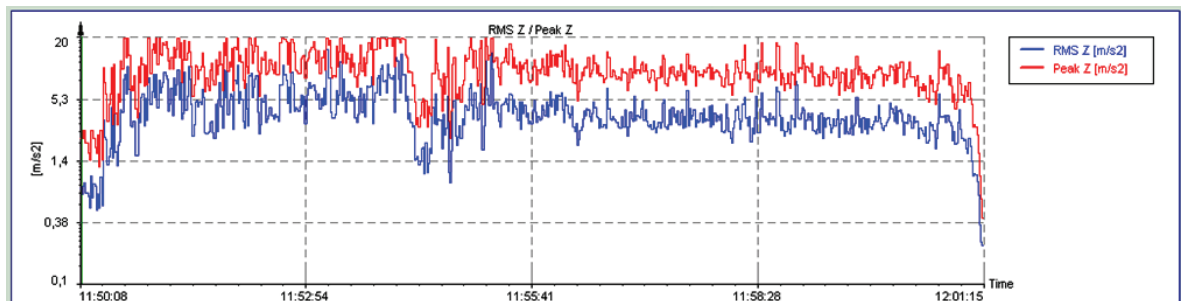
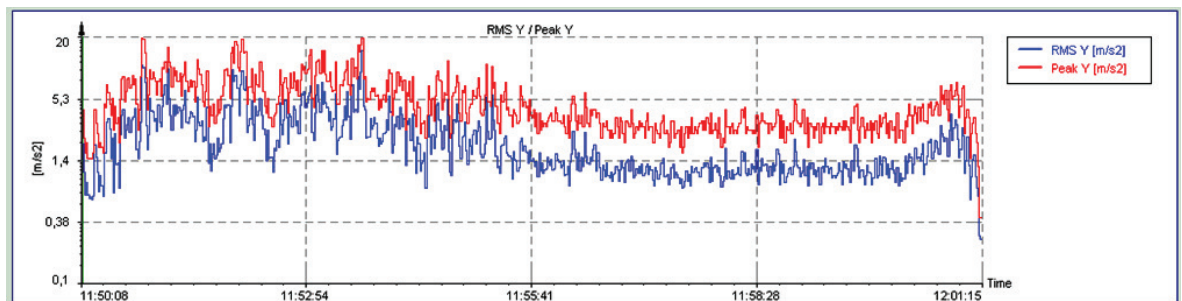
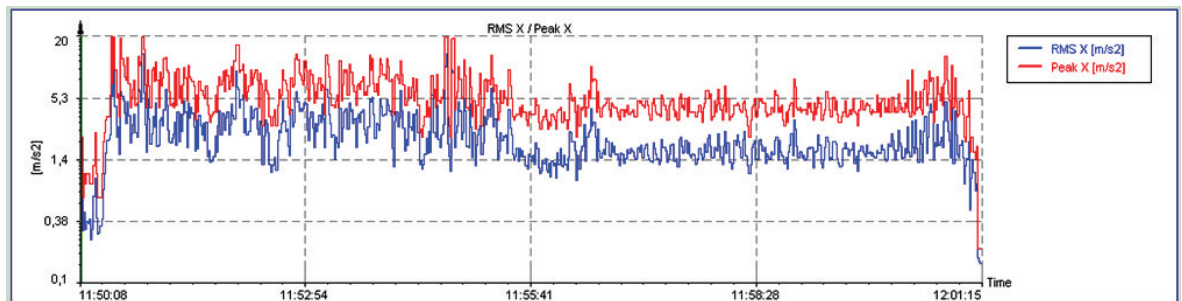
<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	21.12.2013 13:44:00				
<b>Elapsed time:</b>	00:20:11				
<b>Name</b>	<b>Unit</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>VTV</b>
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	2,083	1,928	1,846	5,096
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	10,867	8,987	7,564	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	39,896	27,002	22,534	76,854
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	98,653	78,923	74,658	116,223
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	10,221	8,904	8,235	
CF		4,907	4,618	4,461	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	

**A(1):** 1,032 [m/s<sup>2</sup>]  
**A(4):** 2,061 [m/s<sup>2</sup>]  
**A(8):** 2,923 [m/s<sup>2</sup>]  
**Time to reach EAV:** 00:14  
**Time to reach ELV:** 01:14



c) URSUS C-355

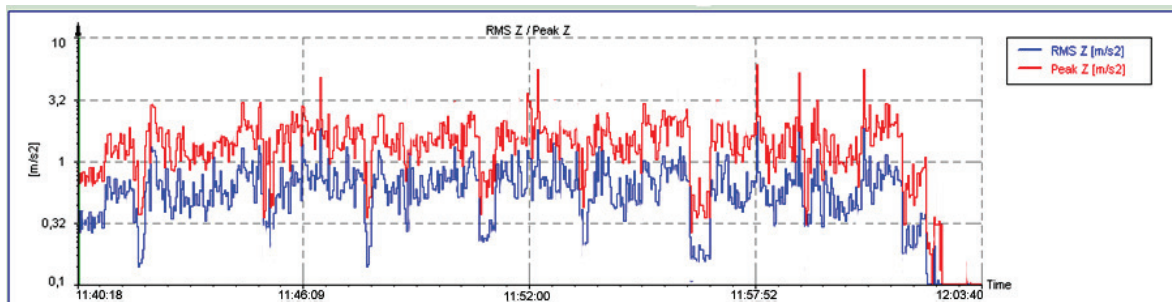
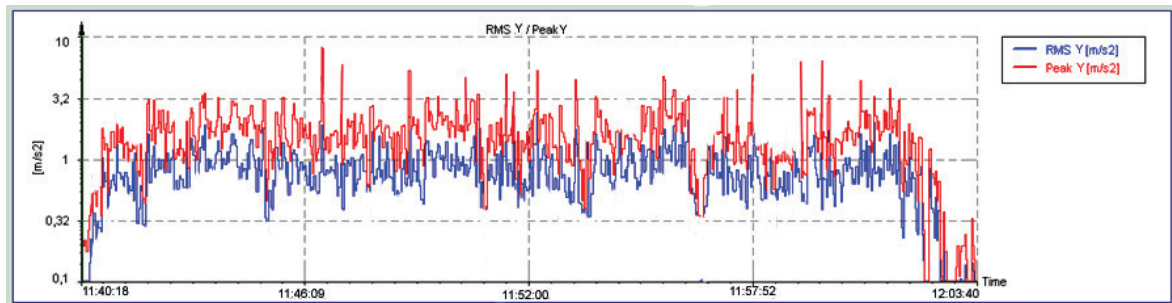
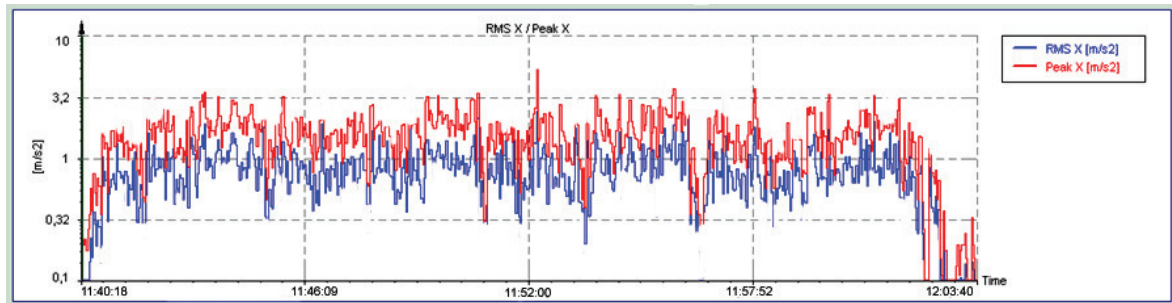
<b>Weighting:</b>	Whole-body					
<b>Start time:</b>	27.3.2015 11:50:08					
<b>Elapsed time:</b>	00:11:08					
Name	Unit	X	Y	Z	VTV	
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	2,890	2,862	4,707	7,388	<b>A(1): 1,664 [m/s<sup>2</sup>]</b>
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	14,513	13,187	14,071		<b>A(4): 3,328 [m/s<sup>2</sup>]</b>
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	26,928	25,491	36,898	63,690	<b>A(8): 4,707 [m/s<sup>2</sup>]</b>
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	96,604	91,448	94,550	163,202	<b>Time to reach EAV: 00:05</b>
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	32,041	25,487	40,564		<b>Time to reach ELV: 00:28</b>
CF		11,085	8,903	8,617		
Factor		1,40	1,40	1,00		
Overload		No	No	No		
Underrange		No	No	No		



### Prilog 3. Voda – izmerene i vrednovane veličine

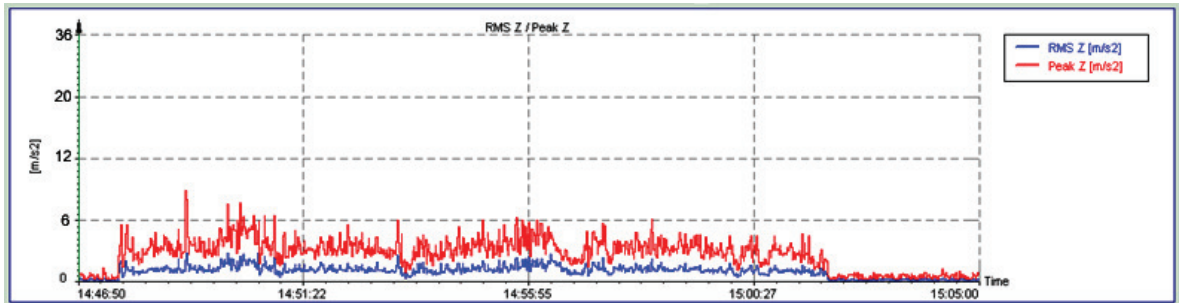
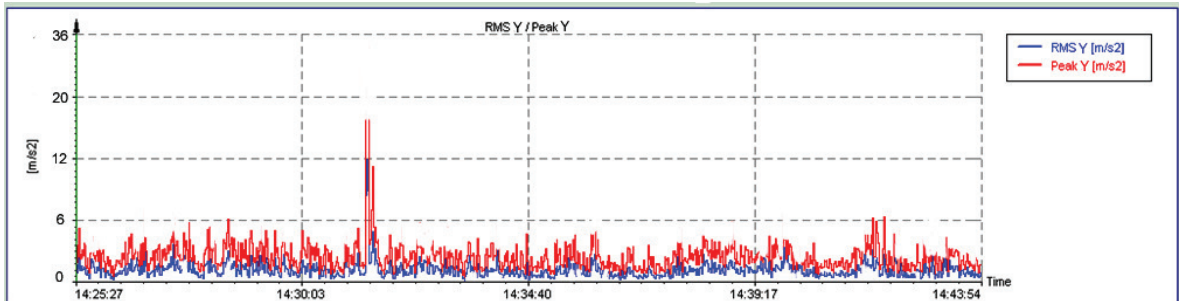
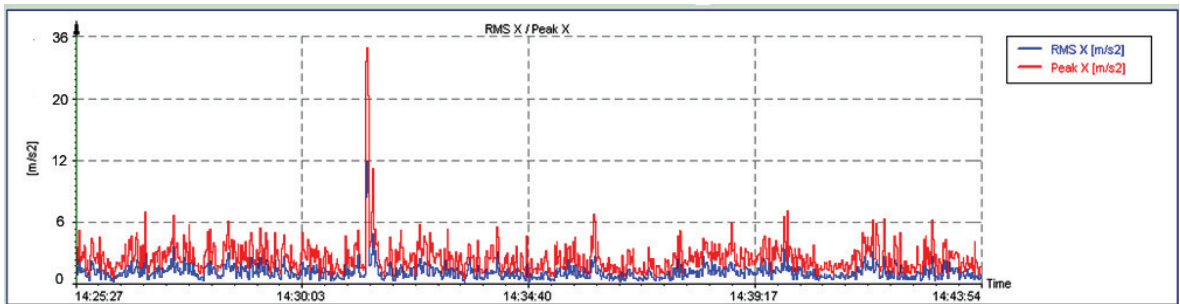
a) IMT 533

<b>Weighting:</b>	Whole-body					
<b>Start time:</b>	2.4.2014 11:40:18					
<b>Elapsed time:</b>	00:23:22					
Name	Unit	X	Y	Z	VTV	
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	0,924	0,778	0,678	1,617	A(1): 0,463 [m/s <sup>2</sup> ]
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	2,194	1,821	1,802		A(4): 0,911 [m/s <sup>2</sup> ]
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	6,384	4,650	5,204	12,221	A(8): 1,292 [m/s <sup>2</sup> ]
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	23,025	16,771	13,407	31,483	Time to reach EAV: 01:11
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	5,245	4,288	6,043		Time to reach ELV: 06:19
CF		6,055	7,125	9,145		
Factor		1,40	1,40	1,00		
Overload		No	No	No		
Underrange		No	No	No		



b) IMT 539

<b>Weighting:</b>	Whole-body					<b>A(1):</b> 1,392 [m/s <sup>2</sup> ] <b>A(4):</b> 2,772 [m/s <sup>2</sup> ] <b>A(8):</b> 3,921 [m/s <sup>2</sup> ] <b>Time to reach EAV:</b> 00:07 <b>Time to reach ELV:</b> 00:41
<b>Start time:</b>	21.12.2013 14:25:27					
<b>Elapsed time:</b>	00:18:29					
Name	Unit	X	Y	Z	VTV	
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	2,803	2,452	1,893	6,886	
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	34,456	22,341	13,652		
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	87,651	57,901	50,003	143,982	
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	101,342	70,238	59,902	198,923	
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	32,564	17,893	9,821		
CF		11,617	7,297	5,188		
Factor		1,40	1,40	1,00		
Overload		No	No	No		

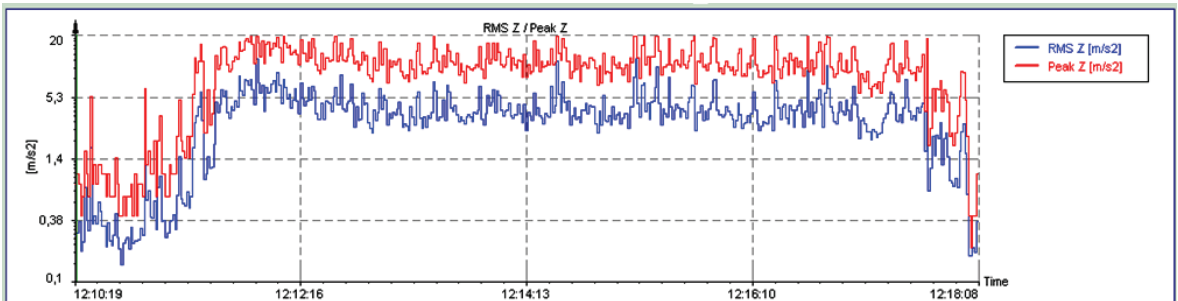
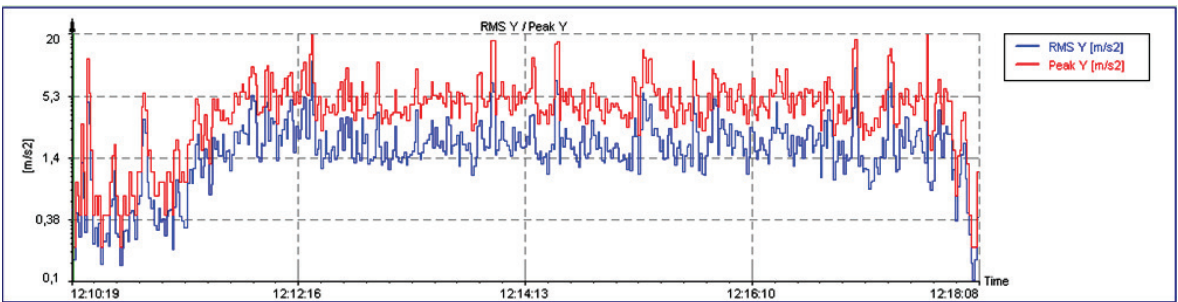
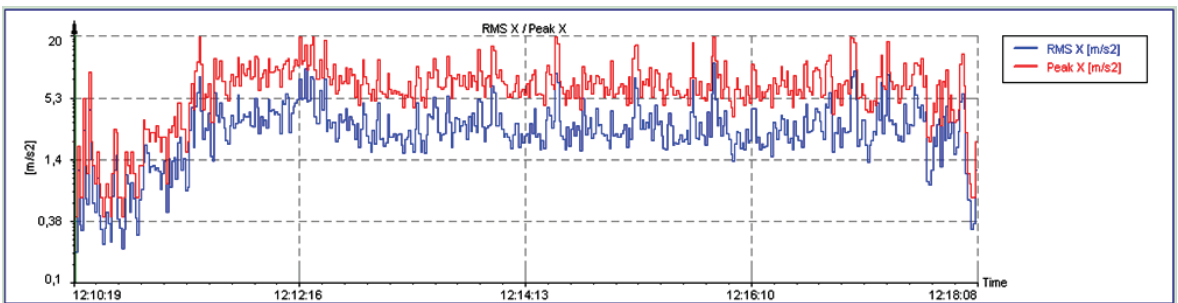




c) URSUS C-355

<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	27.3.2015 12:10:19				
<b>Elapsed time:</b>	00:07:50				
<b>Name</b>	<b>Unit</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>VTV</b>
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	3,313	2,361	4,198	7,077
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	9,712	10,497	11,792	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	24,408	20,972	29,610	53,912
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	95,606	82,150	82,845	150,839
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	23,979	28,803	34,799	
CF		7,235	12,194	8,288	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	
Underrange		No	No	No	

**A(1):** 1,640 [m/s<sup>2</sup>]  
**A(4):** 3,280 [m/s<sup>2</sup>]  
**A(8):** 4,639 [m/s<sup>2</sup>]  
**Time to reach EAV:** 00:05  
**Time to reach ELV:** 00:29



## Prilog 4. Tvrdo presovani sunder – izmerene i vrednovane veličine

### a) IMT 533

<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	2.4.2014 9:16:43				
<b>Elapsed time:</b>	00:22:03				
Name	Unit	X	Y	Z	VTV
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	1,273	0,986	0,994	1,301
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	1,683	1,566	1,763	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	5,488	4,393	5,350	11,203
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	16,598	13,285	11,557	24,198
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	3,504	3,741	6,661	
CF		5,385	7,471	10,927	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	
Underrange		No	No	No	

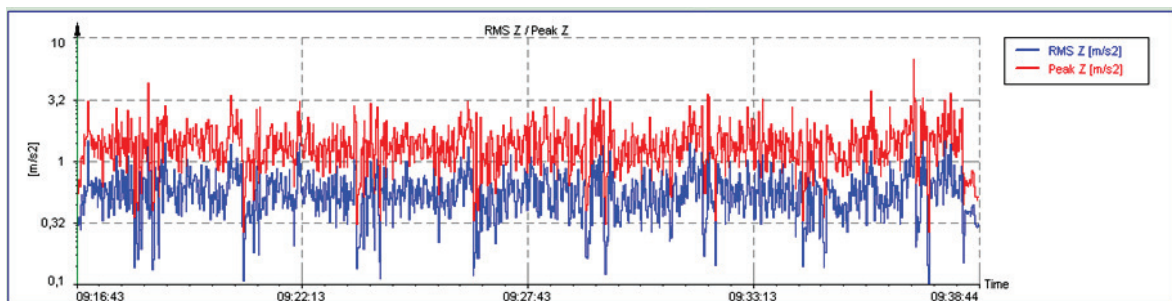
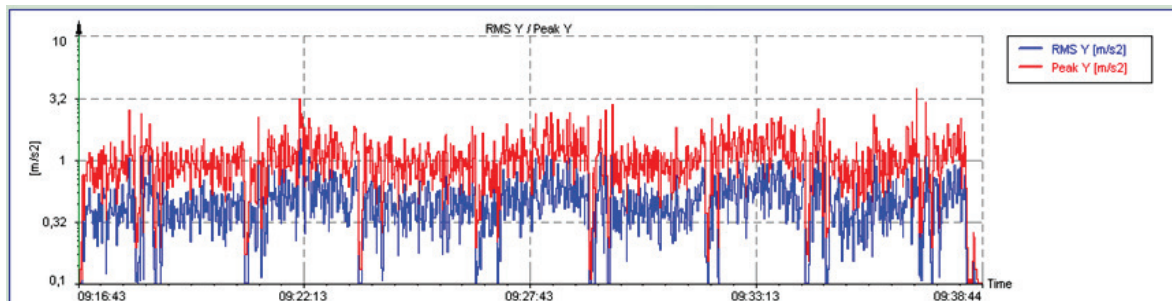
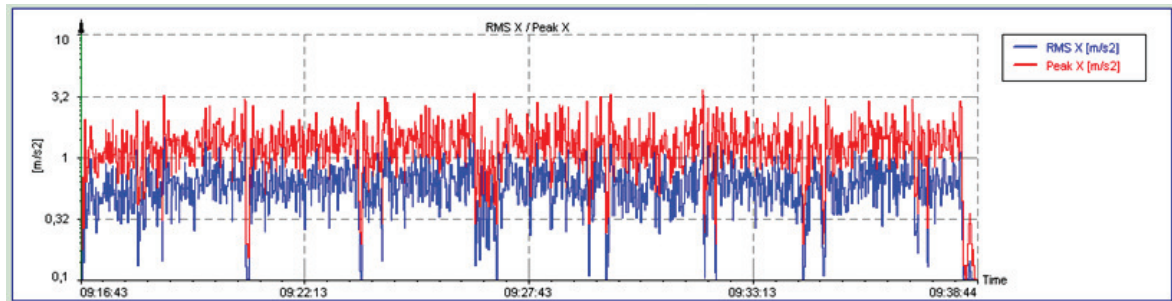
**A(1):** 0,632 [m/s<sup>2</sup>]

**A(4):** 1,262 [m/s<sup>2</sup>]

**A(8):** 1,781 [m/s<sup>2</sup>]

**Time to reach EAV:** 0:37

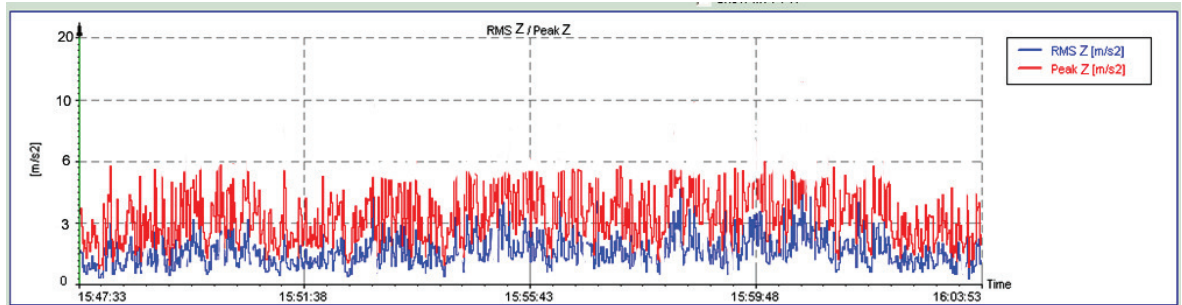
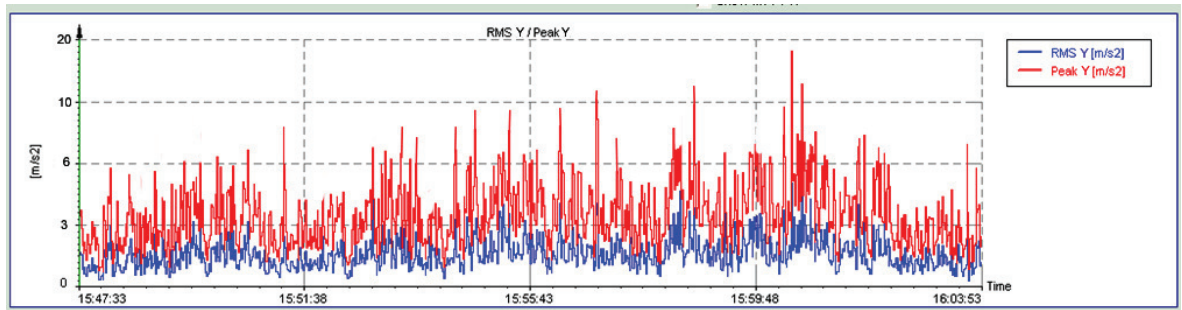
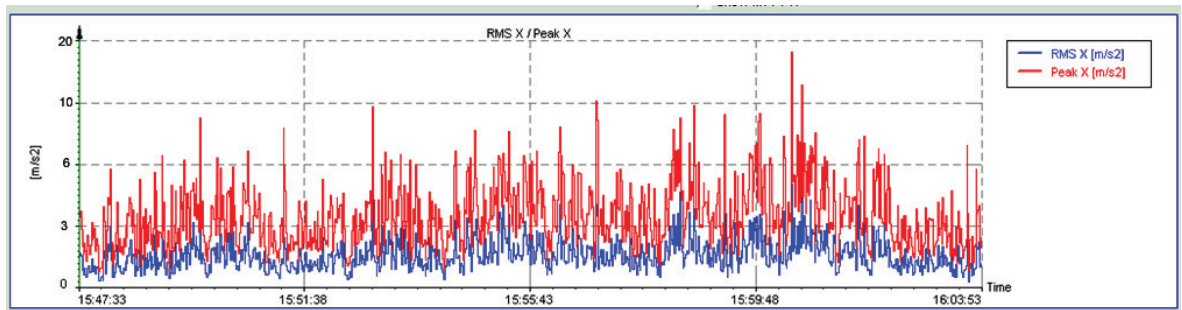
**Time to reach ELV:** 3:14



b) IMT 539

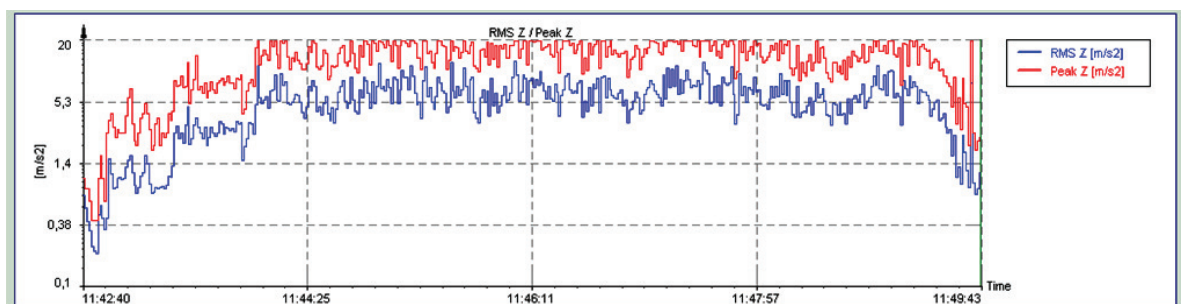
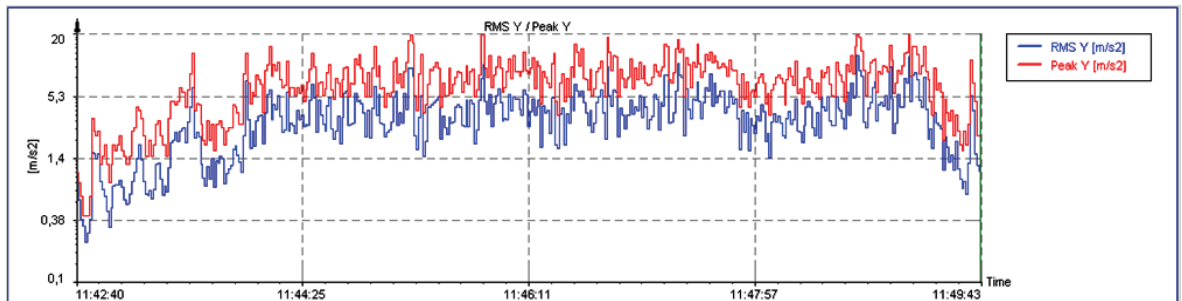
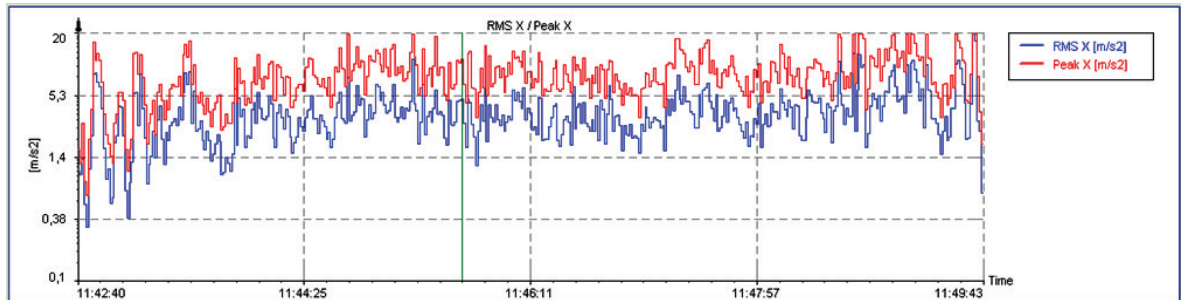
<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	21.12.2013 15:47:33				
<b>Elapsed time:</b>	00:16:22				
Name	Unit	X	Y	Z	VTV
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	2,494	2,345	1,867	5,679
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	20,898	18,701	16,330	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	44,771	34,591	32,407	64,611
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	76,241	59,565	58,804	122,442
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	10,572	11,592	9,952	
CF		4,239	4,943	5,530	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	

A(1): 1,231 [m/s<sup>2</sup>]  
 A(4): 2,472 [m/s<sup>2</sup>]  
 A(8): 3,490 [m/s<sup>2</sup>]  
 Time to reach EAV: 00:09  
 Time to reach ELV: 00:52



c) URSUS C-355

<b>Weighting:</b>	Whole-body					
<b>Start time:</b>	27.3.2015 11:42:40					
<b>Elapsed time:</b>	00:07:04					
<b>Name</b>	<b>Unit</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>VTV</b>	
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	4,470	4,135	6,079	10,471	A(1): 2,212 [m/s <sup>2</sup> ]
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	18,615	11,602	12,738		A(4): 4,425 [m/s <sup>2</sup> ]
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	33,783	27,866	39,402	72,881	A(8): 6,258 [m/s <sup>2</sup> ]
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	135,783	111,999	113,118	209,228	Time to reach EAV: 00:03
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	43,203	25,073	59,714		Time to reach ELV: 00:16
CF		9,665	6,062	9,821		
Factor		1,40	1,40	1,00		
Overload		No	No	No		
Underrange		No	No	No		

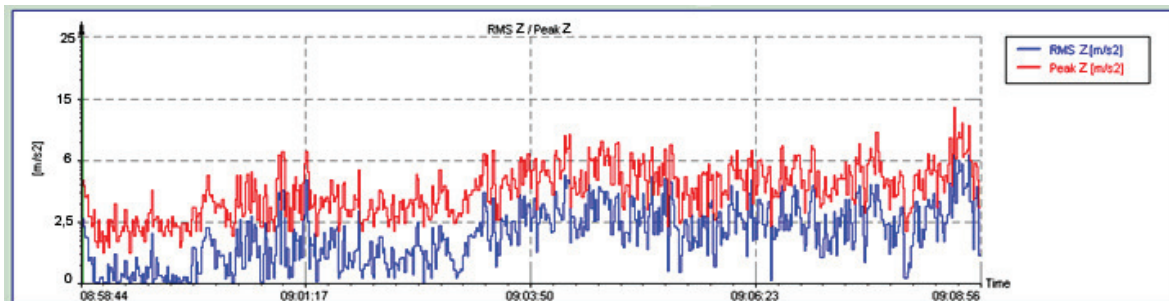
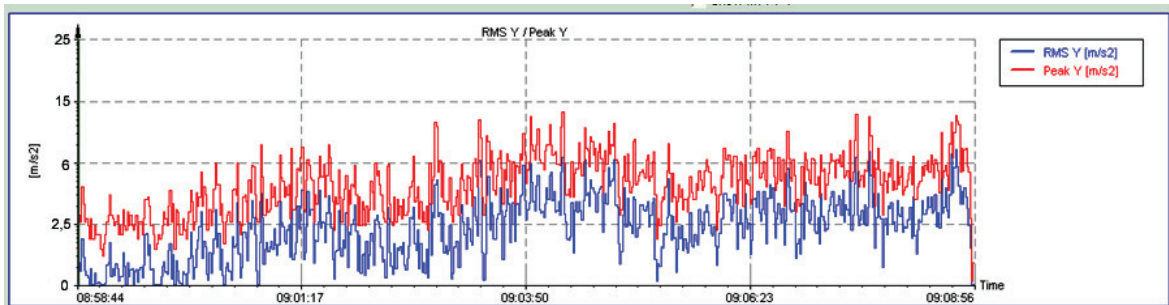
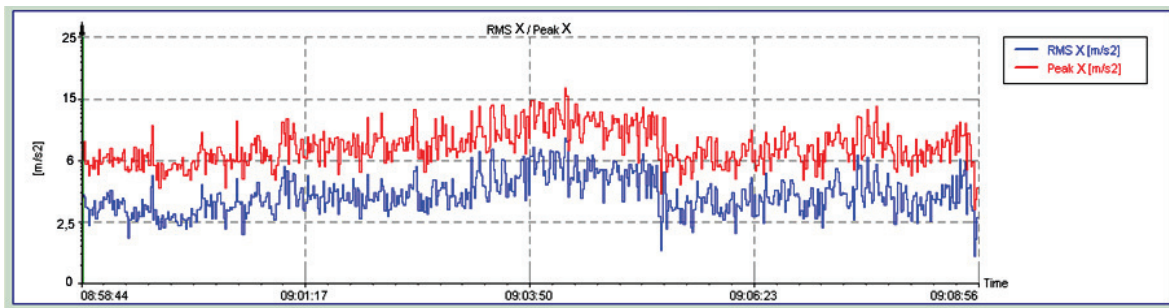


## Prilog 5. Memorijska pena – izmerene i vrednovane veličine

### a) IMT 533

<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	2.4.2014 8:58:44				
<b>Elapsed time:</b>	00:10:13				
Name	Unit	X	Y	Z	VTV
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	3,198	2,866	1,881	5,023
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	11,780	9,854	7,426	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	18,450	14,531	12,321	23,761
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	53,457	23,619	19,810	60,234
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	16,964	14,832	14,012	
CF		5,305	5,174	7,449	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	
Underrange		No	No	No	

A(1): 1,582 [m/s<sup>2</sup>]  
 A(4): 3,172 [m/s<sup>2</sup>]  
 A(8): 4,482 [m/s<sup>2</sup>]  
 Time to reach EAV: 00:05  
 Time to reach ELV: 00:31



b) IMT 539

<b>Weighting:</b>	Whole-body				
<b>Start time:</b>	21.12.2013 15:26:12				
<b>Elapsed time:</b>	00:17:15				
Name	Unit	X	Y	Z	VTV
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	5,092	3,786	3,876	10,988
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	22,703	14,670	15,432	
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	39,092	23,904	25,783	50,003
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	77,907	45,438	48,345	94,780
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	18,345	16,943	17,223	
CF		3,603	4,475	4,443	
Factor		1,40	1,40	1,00	
Overload		No	No	No	

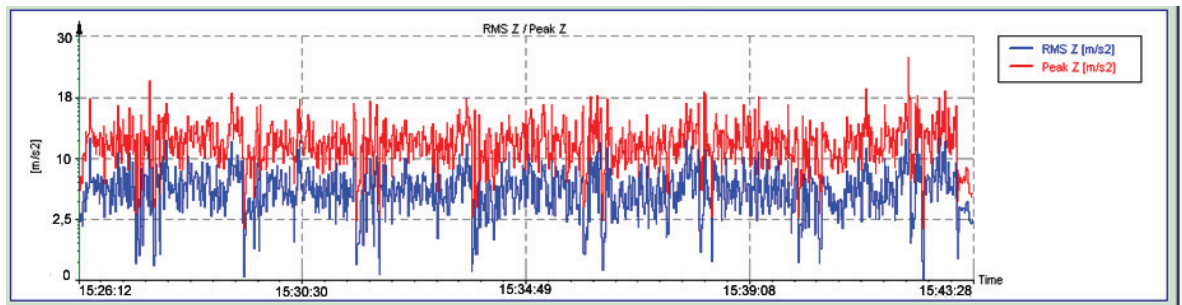
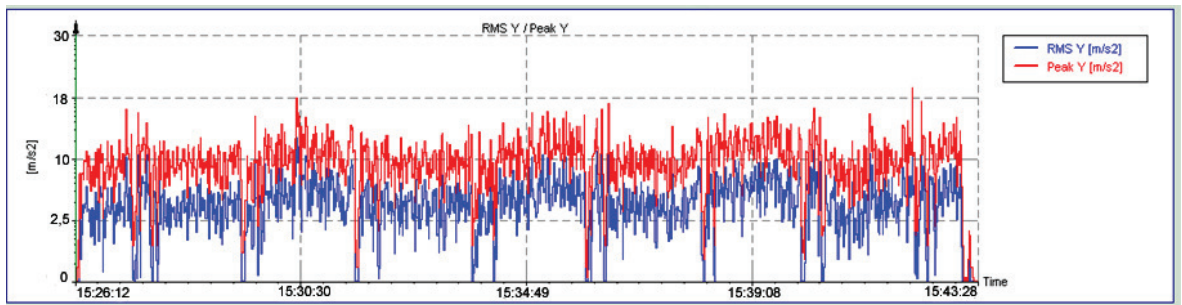
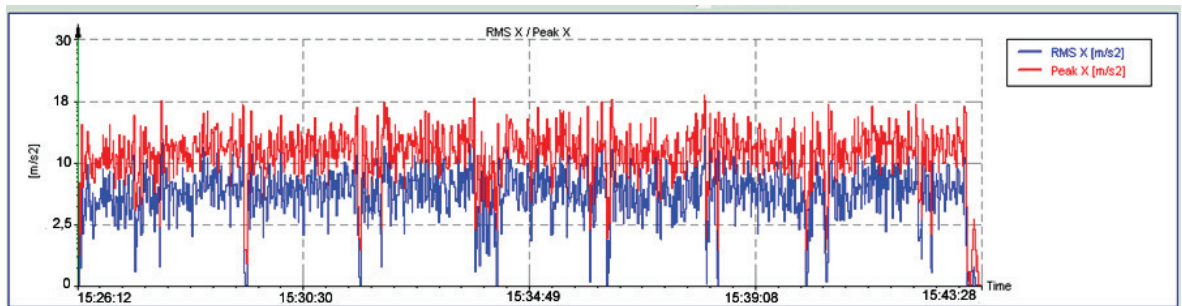
**A(1):** 2,521 [m/s<sup>2</sup>]

**A(4):** 5,042 [m/s<sup>2</sup>]

**A(8):** 7,131 [m/s<sup>2</sup>]

**Time to reach EAV:** 00:02

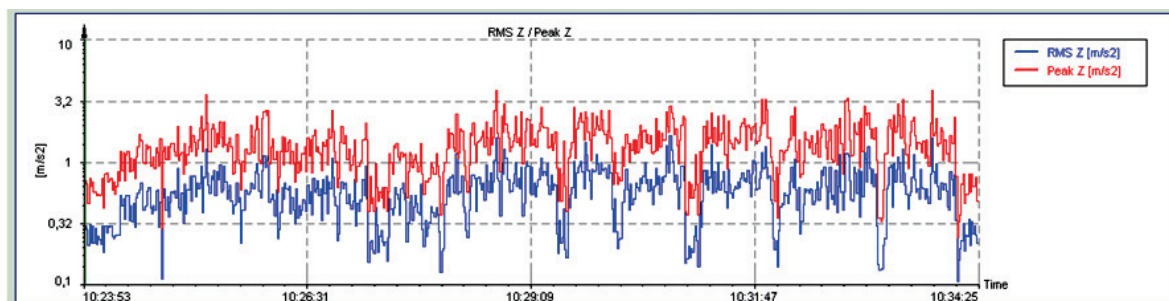
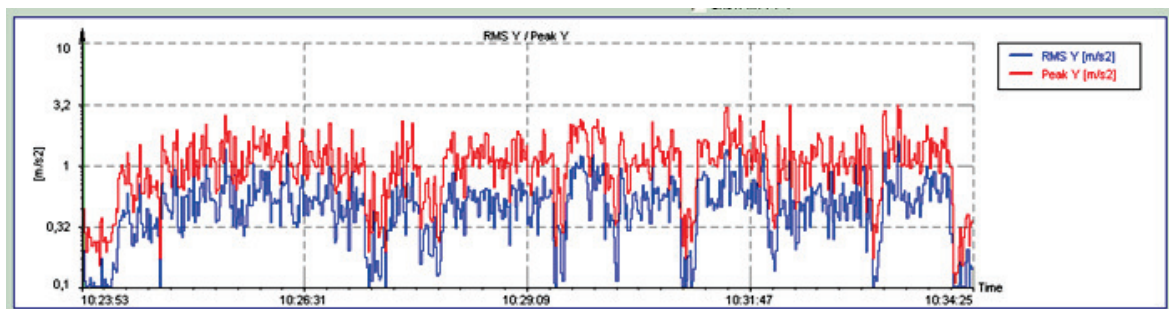
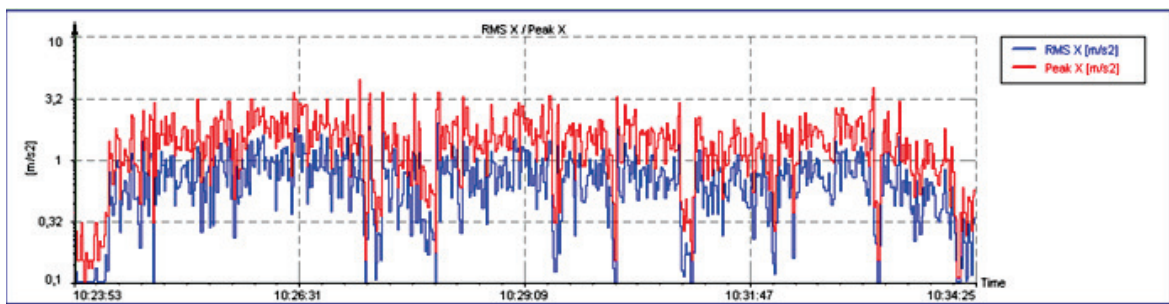
**Time to reach ELV:** 00:12



## Prilog 6. Vuna – izmerene i vrednovane veličine

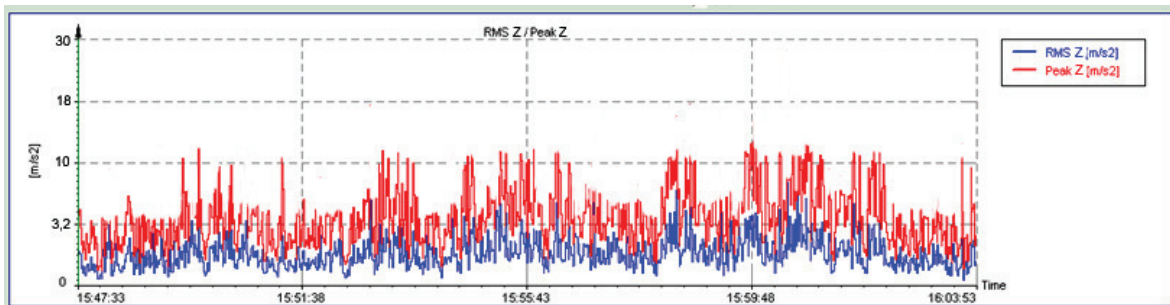
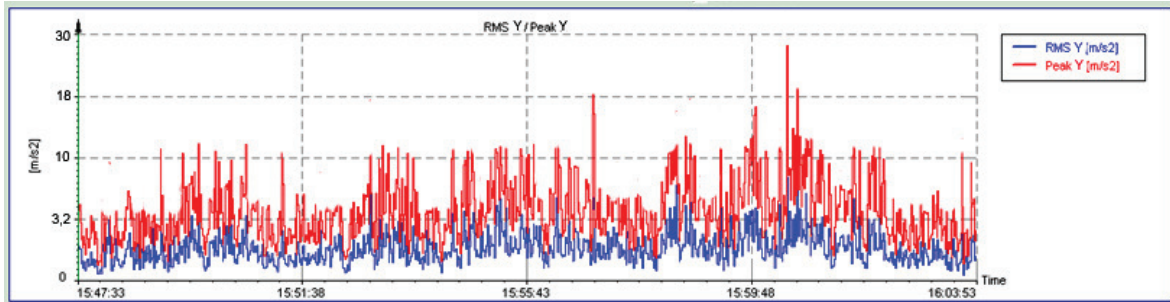
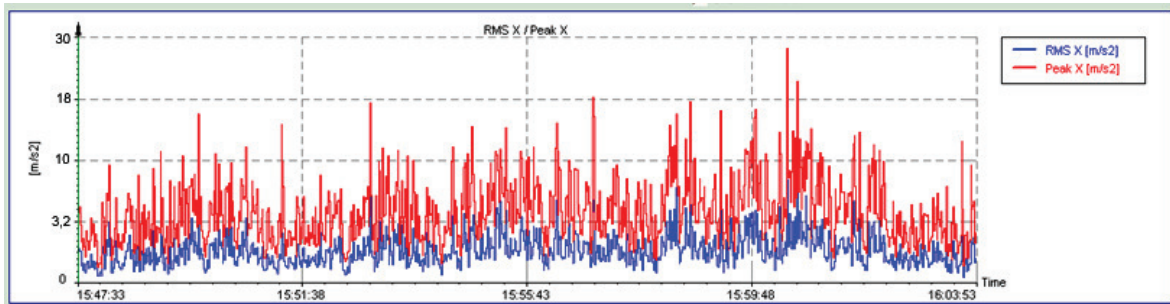
### a) IMT 533

<b>Weighting:</b>	Whole-body					
<b>Start time:</b>	2.4.2014 10:23:53					
<b>Elapsed time:</b>	00:10:33					
Name	Unit	X	Y	Z	VTV	
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	1,567	1,232	1,623	3,091	A(1): 0,783 [m/s <sup>2</sup> ]
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	8,033	6,493	7,504		A(4): 1,552 [m/s <sup>2</sup> ]
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	15,681	14,092	17,632	20,842	A(8): 2,193 [m/s <sup>2</sup> ]
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	22,657	19,880	24,031	28,158	Time to reach EAV: 00:24
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	4,474	3,106	3,838		Time to reach ELV: 02:19
CF		2,860	2,521	2,364		
Factor		1,40	1,40	1,00		
Overload		No	No	No		
Underrange		No	No	No		



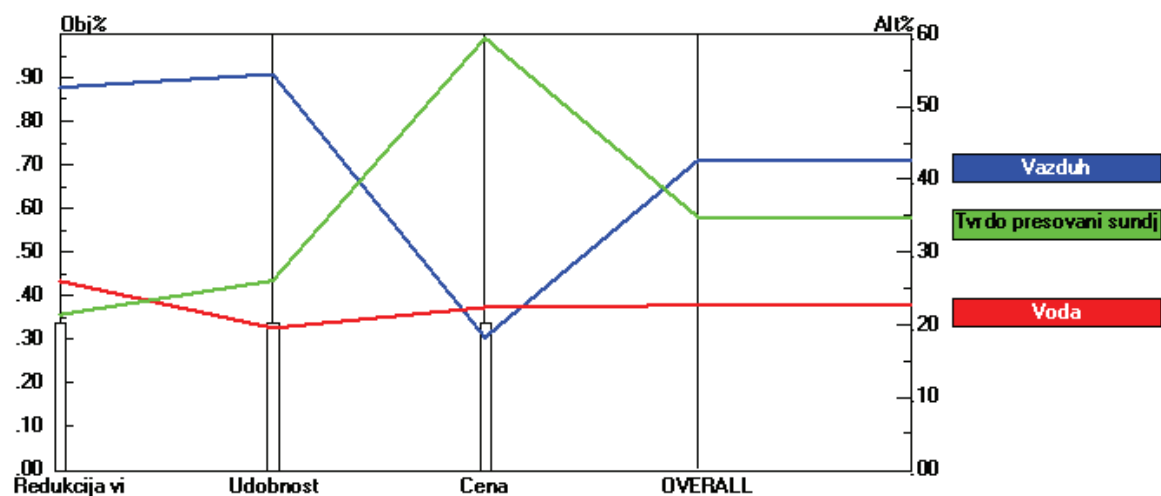
b) IMT 539

<b>Weighting:</b>	Whole-body					
<b>Start time:</b>	21.12.2013 15:47:33					
<b>Elapsed time:</b>	00:16:22					
Name	Unit	X	Y	Z	VTV	
RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	3,002	2,456	2,331	5,982	A(1): 1,490 [m/s <sup>2</sup> ]
MTVV	[m/s <sup>2</sup> ]	7,098	6,002	5,413		A(4): 2,972 [m/s <sup>2</sup> ]
VDV	[m/s <sup>1.75</sup> ]	22,908	18,763	15,879	31,224	A(8): 4,203 [m/s <sup>2</sup> ]
VDV(8)k	[m/s <sup>1.75</sup> ]	44,123	39,904	36,954	70,872	Time to reach EAV: 00:06
Peak	[m/s <sup>2</sup> ]	28,003	26,990	10,980		Time to reach ELV: 00:35
CF		9,328	10,989	4,710		
Factor		1,40	1,40	1,00		
Overload		No	No	No		

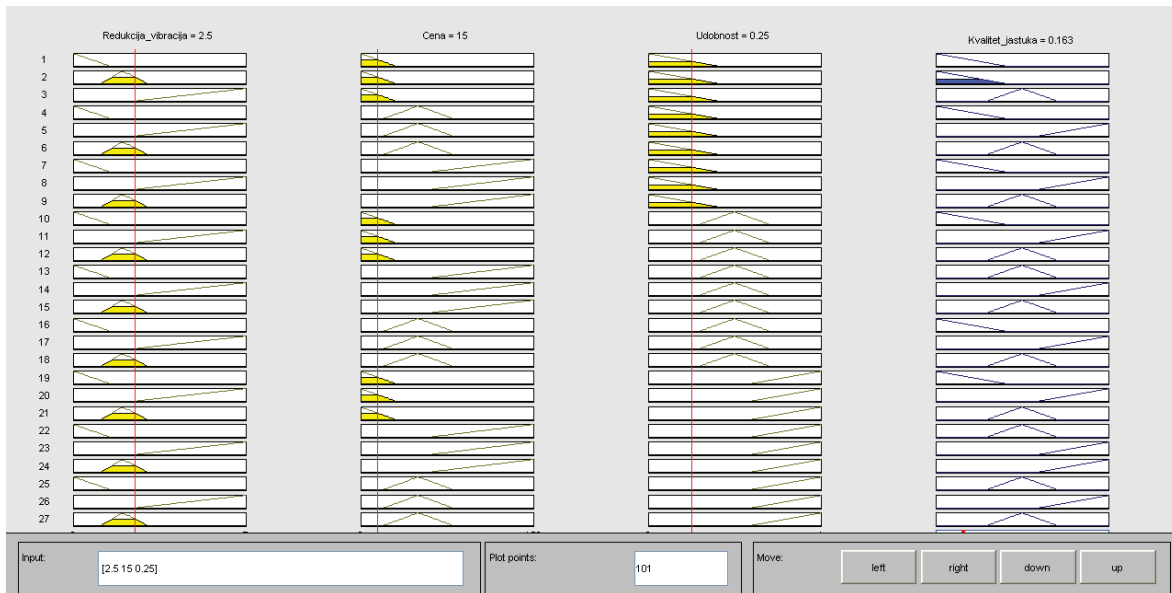




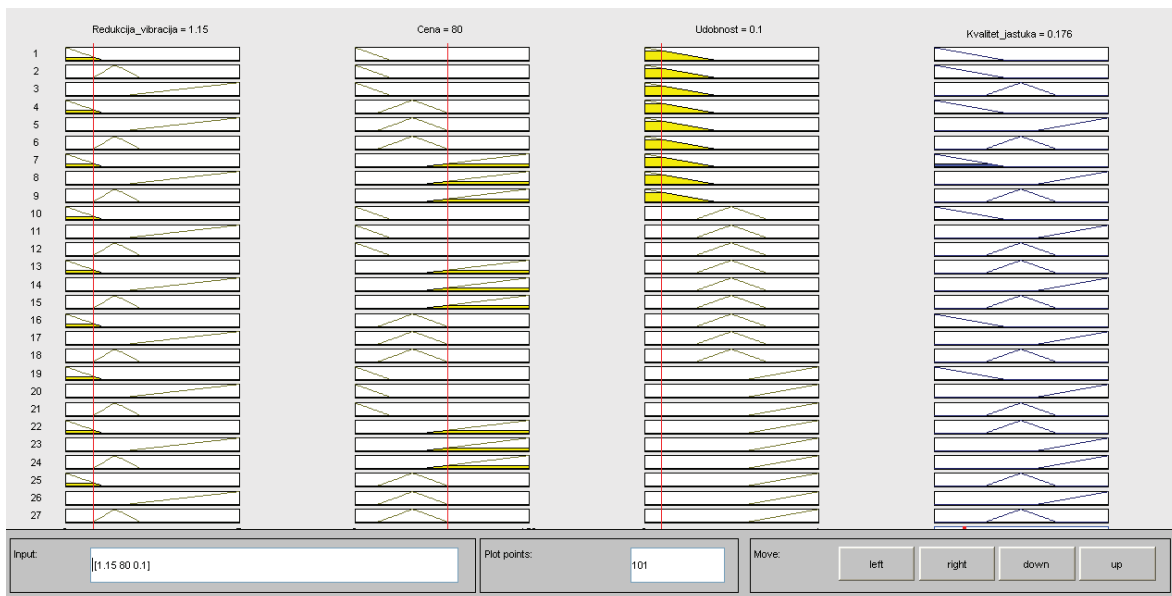
### Prilog 7. Dijagram performansi osetljivosti prema jednakim važnostima kriterijuma



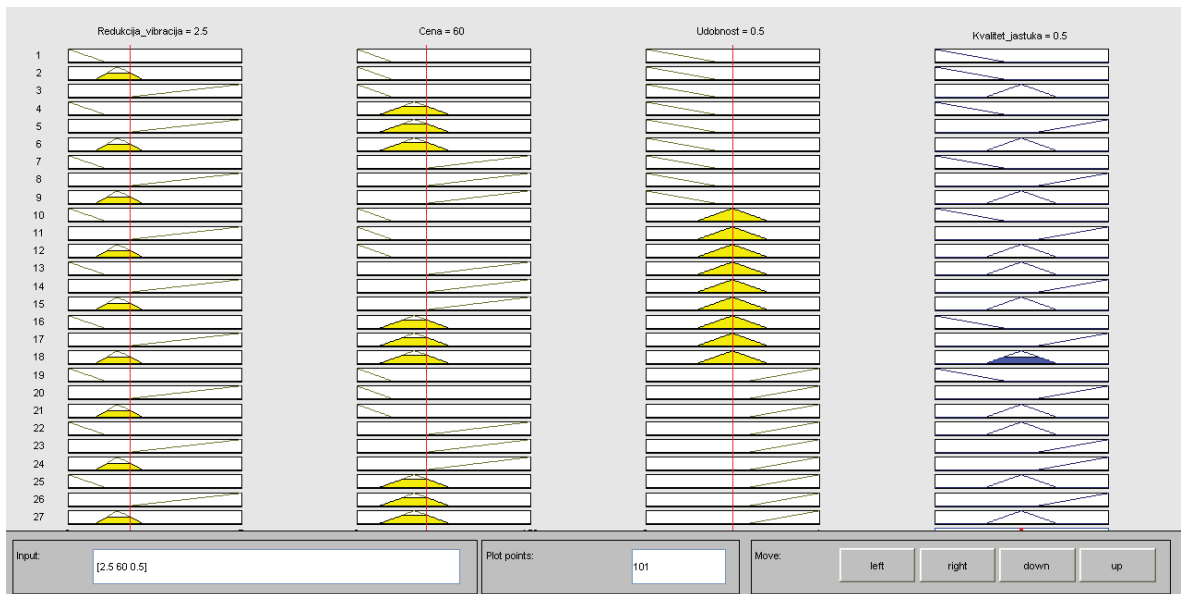
## Prilog 8. Baza pravila za Tvrdo presovani sunder u programu Matlab (Rule viewer)



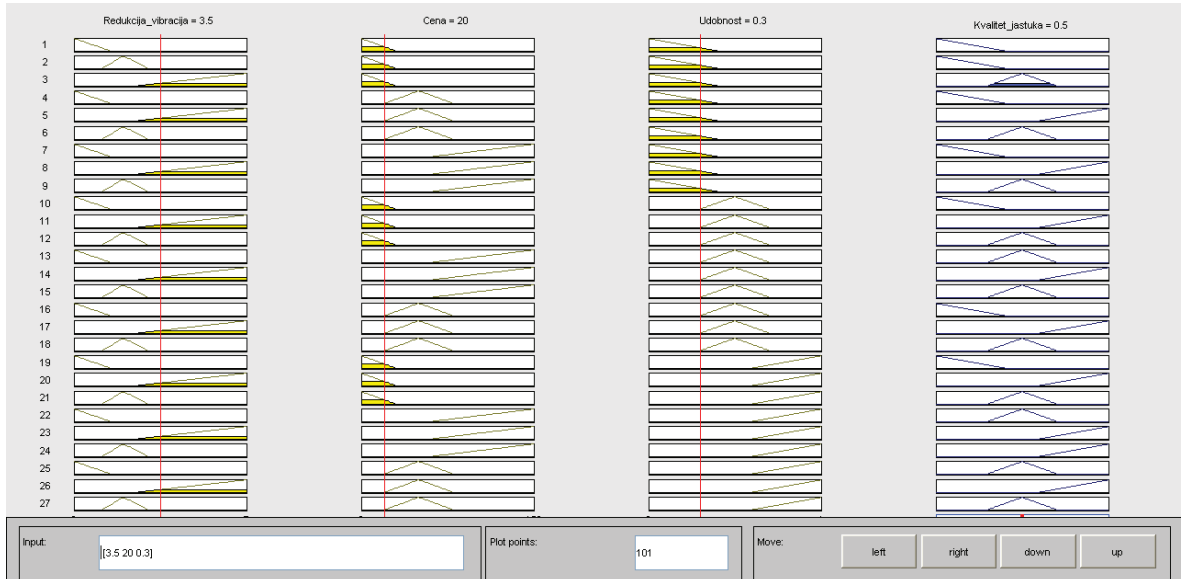
## Prilog 9. Baza pravila za Vazduh u programu Matlab (Rule viewer)



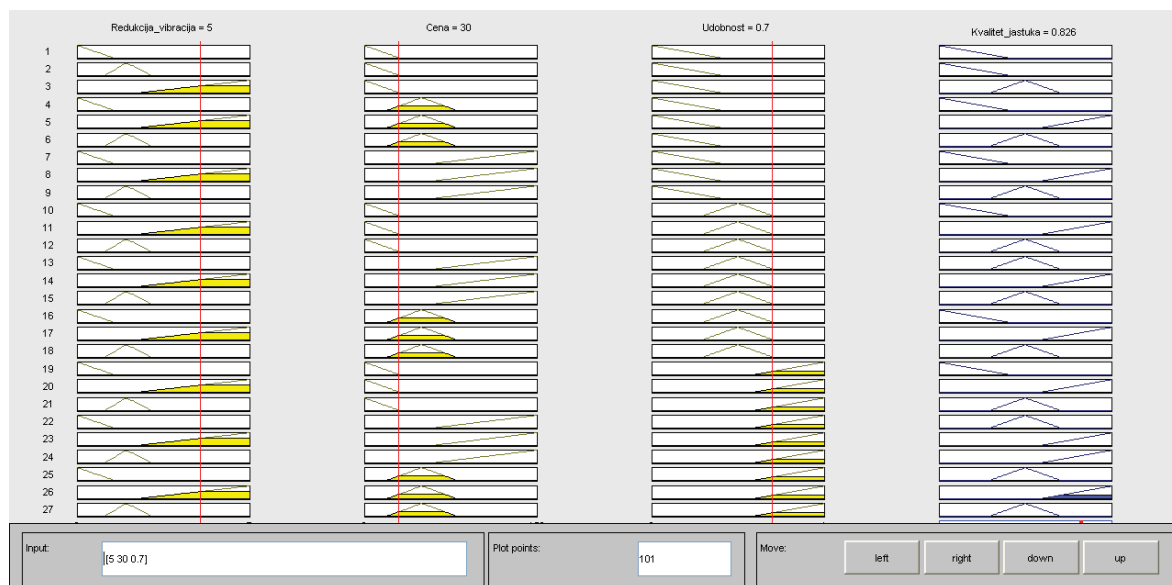
## Prilog 10. Baza pravila za Vodu u programu Matlab (Rule viewer)



## Prilog 11. Baza pravila za Vunu u programu Matlab (Rule viewer)



## Prilog 12. Baza pravila za Memorijsku penu u programu Matlab (Rule viewer)



## POPIS SLIKA

<b>Slika 3.1.</b> Oscilatorni model sedišta – pasivni sistem .....	20
<b>Slika 3.2.</b> Oscilatorni model vozačevog sedišta sa jastukom .....	20
<b>Slika 3.3.</b> Prikaz signala u vremenskom i frekventnom domenu .....	22
<b>Slika 3.4.</b> Opis amplitude u vremenskom domenu .....	23
<b>Slika 3.5.</b> Efektivna vrednost vibracije sa ubrzanjem kao parametrom za merenje ..	24
<b>Slika 3.6.</b> Ekvivalentna vrednost ubrzanja vibracije .....	24
<b>Slika 3.7.</b> Vršni faktor .....	25
<b>Slika 3.8.</b> Amplituda u vremenskom i frekventnom domenu .....	26
<b>Slika 3.9.</b> Izbor parametra merenja .....	27
<b>Slika 3.10.</b> Osnovni tipovi signala .....	28
<b>Slika 4.1.</b> Merodavni frekventni opsezi za različite izloženosti ljudskog tela .....	30
<b>Slika 4.2.</b> Vibracije celog tela preko posrednog elementa .....	30
<b>Slika 4.3.</b> Uticaj vibracija na fiziološke sisteme .....	32
<b>Slika 4.4.</b> Biomehanički model ljudskog tela .....	33
<b>Slika 4.5.</b> Mehanički model sedišta i vozača .....	34
<b>Slika 4.6.</b> Delovi kičmenog stuba ugroženi dejstvom vibracija .....	36
<b>Slika 4.7.</b> Bol u lumbalnom i cervikalnom delu kičme .....	36
<b>Slika 4.8.</b> Proces upravljanja rizikom .....	38
<b>Slika 4.9.</b> Oprema za merenje vibracija .....	43
<b>Slika 4.10.</b> Triaksijalni akcelometar u gumenoj podlošci .....	43
<b>Slika 4.11.</b> Proces merenja ubrzanja vibracija .....	43
<b>Slika 4.12.</b> Mesta postavljanja senzora na sedištu i podu vozila .....	44
<b>Slika 4.13.</b> Vrednovanje dnevnog nivoa izloženosti A(8) na uređaju .....	46
<b>Slika 4.14.</b> Dozvoljeno vreme izlaganja vibracijama .....	48
<b>Slika 4.15.</b> Definisavanje mernih osa za sve radne položaje .....	49

<b>Slika 5.1.</b> Vibracije traktora u odnosu na pravougli koordinatni sistem .....	52
<b>Slika 6.1.</b> Oscilatorni model traktora bez sistema elastičnog oslanjanja .....	60
<b>Slika 6.2.</b> Teoretski idealni model traktora sa aspekta oscilatorne udobnosti .....	61
<b>Slika 6.3.</b> Renoov “Hydrostable RZ” kabinski sistem vešanja .....	63
<b>Slika 6.4.</b> Nju Holand “Comfort Ride” kabinski sistem vešanja .....	63
<b>Slika 6.5.</b> JCB Fastrac sistem elastičnog oslanjanja na obe osovine .....	65
<b>Slika 6.6.</b> Nju Holand “Terraglide” sistem elastičnog oslanjanja na prednjoj osovini .....	66
<b>Slika 6.7.</b> Zavisnost krutosti i prigušenja pneumatika od brzine vožnje .....	67
<b>Slika 6.8.</b> Prosta mehanička sedišta sa pasivnim sistemom oslanjanja .....	68
<b>Slika 6.9.</b> Šematski prikaz poluaktivnog sistema oslanjanja kod sedišta .....	68
<b>Slika 6.10.</b> Poluaktivno sedište .....	69
<b>Slika 6.11.</b> Šematski prikaz aktivnog sistema oslanjanja kod sedišta .....	69
<b>Slika 6.12.</b> Aktivno sedište .....	70
<b>Slika 7.1.</b> Jastuk od tvrdo presovanog sundera .....	74
<b>Slika 7.2.</b> Jastuk od memorijske pene .....	75
<b>Slika 7.3.</b> Jastuk ispunjen vunom .....	75
<b>Slika 7.4.</b> Jastuk ispunjen vazduhom .....	76
<b>Slika 7.5.</b> Jastuk ispunjen vodom .....	76
<b>Slika 7.6.</b> Traktori korišćeni pri merenju .....	77
<b>Slika 7.7.</b> Sedišta traktora korišćenih pri merenju .....	78
<b>Slika 7.8.</b> Analizator vibracija Brüel & Kjær 4447 .....	79
<b>Slika 7.9.</b> Definisavanje mernih osa na sedištu vozila .....	79
<b>Slika 7.10.</b> Dnevni nivoi izloženosti kod IMT 533 za različite jastuke .....	80
<b>Slika 7.11.</b> Dnevni nivoi izloženosti kod IMT 539 za različite jastuke .....	80
<b>Slika 7.12.</b> Dnevni nivoi izloženosti kod traktora Ursus C-355 za različite jastuke .....	81
<b>Slika 7.13.</b> Prikaz RMS vrednosti po Z osi za originalno sedište traktora IMT 539 .....	83

pri oranju .....	
<b>Slika 7.14.</b> Poređenje vrednosti A(8) za sva tri modela traktora – originalno sedište .....	84
<b>Slika 7.15.</b> Prikaz podataka iz softvera Vibration explorer 4447 za jastuk ispunjen vazduhom (IMT 533) .....	85
<b>Slika 7.16.</b> Prikaz RMS ubrzanja vibracija po X osi za jastuk ispunjen vazduhom (IMT 533) .....	85
<b>Slika 7.17.</b> Poređenje vrednosti A(8) za sva tri modela traktora – vazduh .....	86
<b>Slika 7.18.</b> Poređenje vrednosti A(8) za sva tri modela traktora – tvrdo presovani sunder .....	88
<b>Slika 7.19.</b> Poređenje vrednosti A(8) za sva tri modela traktora – voda .....	89
<b>Slika 7.20.</b> Poređenje vrednosti A(8) za dva modela traktora – memorijska pena ...	90
<b>Slika 7.21.</b> Poređenje vrednosti A(8) za oba modela traktora – vuna .....	91
<b>Slika 7.22.</b> Opšti hijerarhijski model u AHP metodi .....	97
<b>Slika 7.23.</b> Algoritam AHP metode .....	98
<b>Slika 7.24.</b> Konkretni elementi hijerarhije u višekriterijumskoj analizi .....	99
<b>Slika 7.25.</b> Određivanje relativnih važnosti kriterijuma primenom Satijeve skale u programu Expert Choice .....	100
<b>Slika 7.26.</b> Vrednosti težina kriterijuma po prioritetu .....	100
<b>Slika 7.27.</b> Preferentnost alternativa prema kriterijumima .....	101
<b>Slika 7.28.</b> Rang lista alternativa .....	102
<b>Slika 7.29.</b> Dijagram performansi osetljivosti .....	103
<b>Slika 7.30.</b> Dijagram dinamičke osetljivosti .....	103
<b>Slika 7.31.</b> Ulaz i izlaz fazikontrolera u programu Matlab-u .....	105
<b>Slika 7.32.</b> Prikaz lingvističkih vrednosti za različite ulaze u Matlab-u .....	107
<b>Slika 7.33.</b> Prikaz lingvističkih vrednosti za izlaz “Kvalitet jastuka” u Matlab-u ....	107

## POPIS TABELA

<b>Tabela 4.1.</b> Nivoi verovatnoće i njihov opis.....	39
<b>Tabela 4.2.</b> Posledice težine povrede na radu oštećenja zdravlja i oboljenja u vezi sa radom .....	40
<b>Tabela 4.3.</b> Matrični model procene rizik .....	40
<b>Tabela 4.4.</b> Klasifikacija i karakterizacija rizika .....	41
<b>Tabela 4.5.</b> Granične vrednosti izloženosti prema Direktivi 2002/44/EC .....	45
<b>Tabela 4.6.</b> Verovatni osećaj nelagodnosti usled dejstva vibracija celog tela .....	49
<b>Tabela 5.1.</b> Veličine izmerenih RMS ubrzanja i nivoi izloženosti kod IMT i Belarus traktora .....	56
<b>Tabela 5.2.</b> Veličine izmerenih RMS ubrzanja i nivoi izloženosti kod traktora novije generacije .....	57
<b>Tabela 7.1.</b> Osnovne karakteristike traktora.....	77
<b>Tabela 7.2.</b> Osnovne karakteristike vozača. ....	78
<b>Tabela 7.3.</b> RMS vrednosti za oba traktora, sa originalnim sedištem .....	83
<b>Tabela 7.4.</b> Dnevni nivo izloženosti za originalno sedišće .....	84
<b>Tabela 7.5.</b> RMS vrednosti za oba traktora, sa jastukom ispunjenim vazduhom .....	85
<b>Tabela 7.6.</b> Dnevni nivo izloženosti za jastuk ispunjen vazduhom .....	86
<b>Tabela 7.7.</b> RMS vrednosti za sve traktore, sa jastukom od tvrdo presovanog sunđera ...	87
<b>Tabela 7.8.</b> Dnevni nivo izloženosti za jastuk od tvdo presovanog sunđera .....	87
<b>Tabela 7.9.</b> RMS vrednosti za sve traktore, sa jastukom ispunjenim vodom .....	88
<b>Tabela 7.10.</b> Dnevni nivo izloženosti za jastuk ispunjen vodom .....	88
<b>Tabela 7.11.</b> RMS vrednosti za jastuk od memorijske pene .....	89
<b>Tabela 7.12.</b> Dnevni nivo izloženosti za jastuk od memorijske pene .....	89
<b>Tabela 7.13.</b> RMS vrednosti za jastuk od vune .....	90
<b>Tabela 7.14.</b> Dnevni nivo izloženosti za jastuk od vune .....	90
<b>Tabela 7.15.</b> Rejtinzi alternativa prema kriterijumu “Redukcija vibracija” .....	92



<b>Tabela 7.16.</b> Rejtinzi alternativa prema kriterijumu “Cena jastuka” .....	94
<b>Tabela 7.17.</b> Rejtinzi alternativa prema kriterijumu “Stabilnost” .....	94
<b>Tabela 7.18.</b> Rejtinzi alternativa prema kriterijumu “Udobnost” .....	95
<b>Tabela 7.19.</b> Pregled rejtinga svih alternativa za sve kriterijume .....	95
<b>Tabela 7.20.</b> Vrednosti težinskih koeficijenata $w_i$ .....	96
<b>Tabela 7.21.</b> Elementi normalizovane matrice performansi .....	96
<b>Tabela 7.22.</b> Ukupan rejting alternativa .....	96
<b>Tabela 7.23.</b> Satijeva skala vrednovanja.....	98
<b>Tabela 7.24.</b> Konačne vrednosti prioriteta alternativa .....	102
<b>Tabela 7.25.</b> Lingvističke vrednosti za različite ulaze .....	106
<b>Tabela 7.26.</b> Lingvističke vrednosti za izlaz “Kvalitet jastuka” .....	107
<b>Tabela 7.27.</b> Baza pravila .....	108
<b>Tabela 7.28.</b> Ulazni i izlazni podaci po alternativama.....	109

## **BIOGRAFIJA AUTORA**

Boban T. Cvetanović je rođen 21.06.1968.godine u Nišu. Osnovnu i srednju školu završio je u Nišu. Posle završene vojne obaveze, upisuje Mašinski fakultet, Univerziteta u Nišu, koji završava 1995.godine. Iste godine zasniva radni odnos u Fabrici mašina i opreme, u okviru Elektronske industrije Niš, kao konstruktor preciznih uređaja opreme za pakovanje. Od 1997.godine počinje da radi u Višoj tehničkoj školi u Nišu, kao stručni saradnik. Na Mašinskom fakultetu, Univerziteta u Nišu, magistrirao je 2007.godine sa temom „Istraživanje mogućnosti regeneracije cilindarskih glava konstruktivno-tehnološkim postupcima“. Iste godine je izabran u zvanje predavača na Visokoj tehničkoj školi strukovnih studija u Nišu, gde i danas radi. Autor je i koautor većeg broja naučnih i stručnih radova.